

**SVERIGES
LANTBRUKSUNIVERSITET**

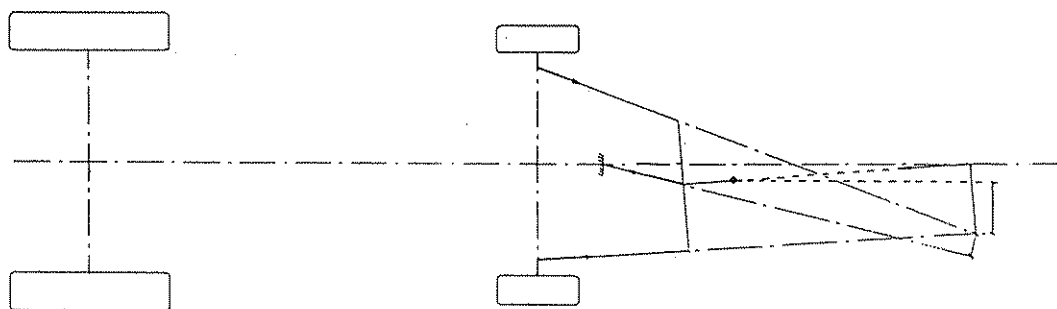
Självcentrerande frontmonterad trepunktskoppling

Principer och funktion

Self-centring front-mounted three-point hitch

Principles and function

Jan Svensson



**Institutionen för
lantbruksteknik**

**Swedish University of Agricultural Sciences
Department of Agricultural
Engineering**

**Rapport 119
Report**

Uppsala 1987

ISSN 0283-0086

ISBN 91-576-3311-8

DOKUMENTDATABLAD för rapportering till SLU:s lantbruksdatabas LANTDOK, Svensk lantbruksbibliografi och AGRIS (FAO:s lantbruksdatabas)

Institution/motsvarande		Dokumenttyp	
Institutionen för lantbruksteknik		Rapport	
		Utgivningsår	Ärendebeteckning
		1987	
Författare/upphov			
Jan Svensson			
Dokumentets titel			
Självcentrerande frontmonterad trepunktskoppling - Principer och funktion			
Self-centring front-mounted three-point hitch - principles and function			
Referat			
I rapporten redovisas teoretiska principer för konstruktion av en självcentrerande ssidledsrörlig frontmonterad trepunktskoppling. Uppläggning, utförande och resultat av några försök i syfte att verifiera teorin redovisas också.			
			Målgrupp
Ämnesord (AGROVOC)			
Trepunktskoppling			
Frontmontering			
Andra ämnesord			
Övriga bibliografiska uppgifter			
Serie-/tidskriftstitel och volym/nr			ISBN
			91-576-3311-8
			ISSN
			0283-0086
Språk	Smf-språk	Omfång	Antal ref.
Svenska	Svenska/Engelska	50 s + bilagor	
Projektnamn			

Postadress

SVERIGES LANTBRUKSUNIVERSITETS BIBLIOTEK
 Ultunabiblioteket
 Förvärvssektionen/LANTDOK
 Box 7071
 S-750 07 UPPSALA
 Sweden

Besöksadress

Centrala Ultuna 22
 Uppsala

Telefonnummer

018-17 1000 vx
 018-17 1097
 018-17 2023

Telex

76062 ULTBIBL S

FÖRORD

Detta arbete påbörjades av en ung och entusiastisk agronomstuderande. Det har nu äntligen slutförts av densamme, inte fullt så unge, numera snart färdige agronom. Entusiasmen har dock bestått och den har pådyvlats ett flertal av mina vänner på institutionen och annorstädes. Jag vill därför rikta ett tack till de som varit behjälpliga vid detta examensarbete, vars tidsplan överskridits med drygt 100 %.

Tack till

Nils Möller som släppte loss mig på detta trots att jobbet var för stort.

Håkan Jönsson som givit mig handledning, stöd, råd, entusiasm och kritik.

Bruno Nilsson för stöd och ett förstående sinne vad det gäller dator-kostnader.

Magnus Elinder för mjukvara och goda råd.

Åke Axenbom för sin smittande optimism och statistisk mjukvara.

Staffan Klensmeden för elektronik och snabbkurs i jämtländska.

Sylvia Andersson för ett glatt humör och ordbehandlarkonsultationer.

Gunnar Grenholm och ITAB för stort tålamod och ekonomiskt stöd.

Arvid Jonsson och Kongskilde som bistod med redskap.

Jordbrukstekniska institutet som även de bistod med redskap och delar.

Verkstadsgänget som kämpade väl hela sommaren.

Och alla andra som var engagerade.

Ultuna, juli 1986
Jan Svensson

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	<u>Sid</u>
FÖRORD.....	2
SAMMANFATTNING.....	5
SUMMARY.....	6
FÖRKLARINGAR.....	8
INLEDNING.....	10
TEORI.....	11
Krav på en frontkoppling.....	11
Olika typer av redskap.....	11
Centrering av riktningsberoende redskap.....	12
Centrering av riktningsoberoende redskap.....	13
Verkligheten och stabilitetskriteriet.....	18
BERÄKNINGSMODELL FÖR KOPPLINGENS SIDORÖRELSE I HORIZONTALPLANET.....	19
Problemdefinition.....	19
Koordinatsystemet.....	19
Förutsättningar.....	21
Det symmetriska fallet.....	21
Koordinater.....	21
Härledning av momentancentrums läge.....	22
Det asymmetriska fallet.....	23
Kända koordinater.....	23
Härledning av läget för bäraxelns högra fäste.....	23
Härledning av läget för bäraxelns mittpunkt.....	24
Härledning av motståndspunktens läge.....	24
Härledning av momentancentrums läge.....	26
Härledning av toppstångskraftens hävarm.....	27
Härledning av hävarmen till redskapets reaktionskraft vid stabilitetsgränsen.....	30
Avslutande synpunkter på beräkningsmodellen.....	31
Approximationer.....	31
Egentyngden.....	32
Riktningsberoende/riktningsoberoende.....	33
Summering.....	33
OPTIMERING OCH KONSTRUKTION.....	33
Förutsättningar.....	33
Datamodellen och validering.....	34
Optimering.....	34
Undersökning av kopplingsparametrarnas inverkan på centreringen.....	34
Datoroptimering.....	36
Konstruktion.....	37
Toppstång.....	37

	<u>Sid</u>
FÖRSÖK.....	38
Provade redskap.....	38
Mätutrustning.....	39
Försöksuppläggning.....	39
Skivrist.....	39
Harvpinne.....	40
Harv.....	40
Plog.....	40
Radrensare.....	41
RESULTAT.....	41
Försök med skivrist.....	41
Redskapets återgång.....	41
Mätvärdesbehandling.....	42
Resultat och analys.....	42
Försök med harv.....	45
Försök med plog.....	46
Försök med radrensare.....	47
DISKUSSION.....	47
Kommentarer kring försöksresultaten.....	47
Vidare utveckling.....	48
Frontmontering och traktorn.....	49
Frontmontering och föraren.....	50
 BILAGA 1: Datorprogram	
 BILAGA 2: Validering av teori och datormodell	
 BILAGA 3: Exempel på urval av mätdata	

SAMMANFATTNING

Under senare år har intresset för frontmontering ökat. De kopplingar som presenterats på marknaden är dock varit stela i sidled, vilket medför stora påkänningar i traktorn.

I detta arbete presenteras de krav en i sidled rörlig koppling måste uppfylla för att fungera både för riktningsberoende och riktningsoberoende redskap. Utifrån dessa krav har en optimeringsmodell för kopplingsgeometrin utvecklats och därefter en koppling konstruerats. Denna frontmonterade trepunktskoppling har testats och provkörts med olika redskap. Resultaten kan sammanfattas i:

1. Kopplingen fungerar bra med enskärig plog. Den utförde ett acceptabelt arbete. Under plöjningen var plogen styrbar och självcentrerande. Plogen var dock väldigt känslig för inställningen av kopplingen. Dessutom krävde den aktiv uppmärksamhet från föraren för att ekipaget inte skulle vingla i sidled.
2. Med en radrensare, typ Kongskilde Vibrobeta, var frontkopplingen överlägsen en bakmonterad koppling. Ergonomin var utomordentlig och kopplingen kunde lätt ges olika styrgeometrier för att passa en enskild förare efter hans önskemål.
3. Provkörningen med en harv medförde viss instabilitet hos kopplingen. Detta berodde på att harvens sladdplanka i extrema situationer upphävde förutsättningarna för centrerung. En harv konstruerad enligt figur 15 torde uppföra sig klanderfritt.
4. Kopplingen provkördes även med en ensam harvpinne. Detta för att få ett rent riktningsoberoende redskap. Med harvpinnen var centrerungen utmärkt och kopplingen uppförde sig helt enligt förväntningarna.
5. För att få ett rent riktningsberoende redskap provkördes kopplingen med en skivrist. Vid detta försök mättes återgångssträcken vid olika bäraxellängder. Försöksresultatet blev mindre bra beroende på dåliga förutsättningar. Sambandet mellan vinkeln b_0 och återgångssträcken kunde dock påvisas.

Denna typ av frontkoppling har troligen en större utvecklingspotential än de kopplingar som nu finns på marknaden. För praktiskt bruk krävs dock ett omfattande arbete för att förenkla kopplingsinställningen, konstruera en reglering och göra en generell anpassning till dagens lantbrukstraktorer.

SUMMARY

Interest in front-mounted implements has increased during the last couple of years. One drawback of the commercially available front linkages is, however, that they have been unable to move sideways.

Jönsson (1983) formulated the conditions that must be fulfilled to build a front-mounted three-point hitch that allows lateral movements of the implement since it centres the implement. This is done in two different ways, depending on the implement. Directional implements are centred if the lower links of the hitch converges in the direction of travel. This was first shown by Mäkanjuola & Cowell (1970). The return velocity of the implement depends on the convergence of the lower links.

Non-directional implements are more difficult to centre. While directional implements centre due to the linkage geometry, non-directional implements centre due to the internal forces in the linkage. Jönsson (1983) formulated a criterion of stability:

$$\frac{F_T}{F_R} > \frac{L_C}{L_A}$$

where

F_T = Force in upper link.

F_R = The implement's resulting force on the linkage.

L_C = Lateral distance between the linkage's instantaneous centre and the centre of resistance.

L_A = Distance between the instantaneous centre and the upper link forces.

If the stability criterion is true in every possible position that the three-point linkage can reach, a non-directional implement will centre after a disturbance. In this work, a front-mounted self-centring three-point hitch of that kind was built and tested.

The hitch was tested in combination with five different implements:

1. A one-furrow fully-mounted plough. During the work the plough proved to be self-centering and steerable. The plough was, however, very sensitive to the linkage adjustments. This was primarily due to the short upper link and mast height. On the other hand, the short top link functioned as a depth control. As the working depth of the plough changed, the change of the share pitch brought the tool back to its original depth.
2. Hoe. With this implement this front-coupling was superior to the conventional rear-mounted type. According to the driver's wish, the linkage was easily adjusted to slow or fast reaction. A slowly reacting implement compensates better for bad driving in rowcrops than a fast reacting one. On the other hand, the turning radius increases. It is also better from the ergonomic point of view to have this kind of implement in front of the driver.
3. Harrow. During the tests the harrow usually, but not always, centred itself. In extreme conditions the harrow's clod-crusher nullified the centring ability. A harrow with a jointed cross-shaft ought to be self-centering. The joint will permit vertical movement of the implement. Thereby the clod-crusher cannot interfere with the upper link-forces.

4. Single tine. The front coupling was also tested with a single tine. This was done to test a pure non-directional implement. With the tine the centring was good and the front-mounted three-point hitch behaved as expected.
5. Single disc. In order to test a pure directional implement, a single disc was mounted to the hitch. During the tests the return velocity of the implement was measured at different cross-shaft lengths. A dependence between the length of the cross-shaft (the convergence) and the return velocity was indicated, in spite of severe disturbances during the tests.

The tested type of front-linkage probably has a greater developing potential than the ones available on the market today. The self-centring front-linkage reduces the stress on the tractor, the linkage and the implement more than the conventional front-linkages. The driver ergonomics is improved by using front-mounted implements instead of rear mounted. A lot of work is however needed, before this type of linkage can be commercially available. The adjustment of the coupling needs to be simplified. Some kind of regulating device for working depth is also needed to fully use the advantages of front-mounting.

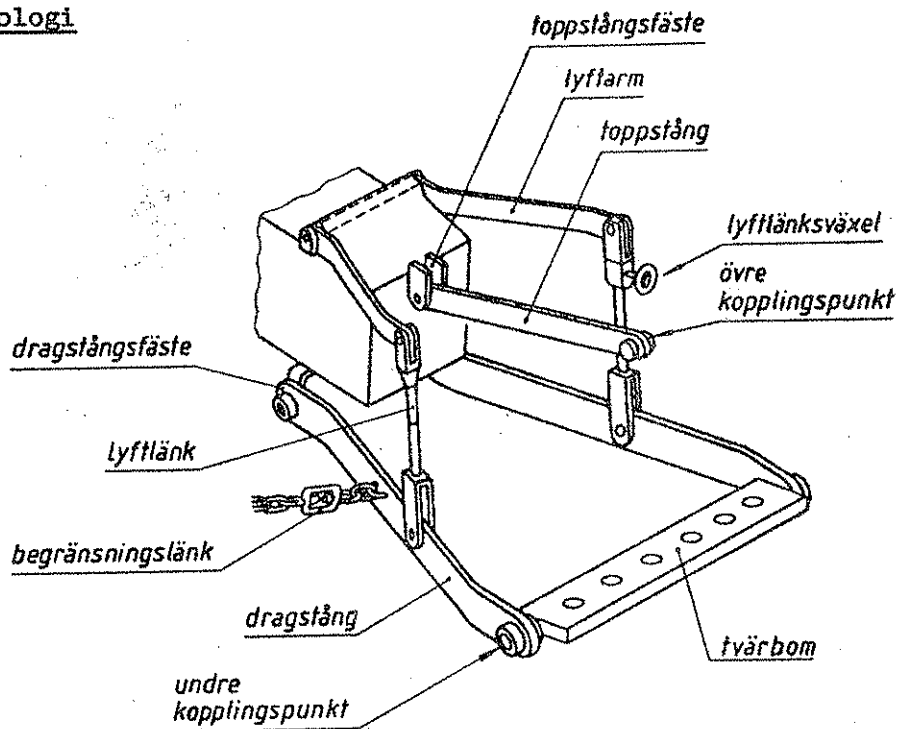
FÖRKLARINGAR

Symboler

b_0	Vinkeln mellan traktorns symmetrilinje och vänster skjutstång (symmetriskt fall)
b_1	Vinkeln mellan traktorns symmetrilinje och vänster skjutstång (asymmetriskt fall)
F_b	Riktningsberoende kraften
F_{ob}	Riktningsoberoende kraften
F_R	Resultterande kraft från redskapet på kopplingen
F_S	Kraft i skjutstång
F_T	Kraft i toppstången
L_1	Avståndet mellan skjutstängernas fästpunkter i traktorn
L_2	Redskapets bäraxellängd
L_3	Vinkelräta avståndet från redskapets bäraxel till MP
L_a	Vinkelräta avståndet från toppstångskraftens verkningslinje till MC
L_b	Vinkelräta avståndet från F_R 's verkningslinje till MC
L_c	Avståndet vinkelrätt mot traktorns symmetrilinje mellan MC och MP
L_H	"Dragets" längd, från redskapets motståndspunkt till "dragets" kopplingspunkt
L_S	Skjutstängernas längd
LSD	Förskjutning i sidled, sidstörning
LSD_0	Förskjutning i sidled vid tiden noll
L_T	Toppstångens längd
MC	Momentancentrum (korsningspunkten för skjutstängernas förlängning)
MP	Redskapets motståndspunkt
w	Egentyngd
x	Körsträcka

Övriga beteckningar förklaras löpande i texten.

Vinklar markeras med gemena bokstäver samt index i fet stil. Hjälpträckor markeras med gemena s samt index.

Terminologi

För en frontmonterad koppling används samma terminologi som i Svensk Standard med två undantag. Dragstång kallas skjutstång. Dragstångsfäste kallas skjutstångsfäste.

INLEDNING

Genom Harry Fergusons trepunktskoppling erhöjld jordbruket en redskapskoppling som kommit för att stanna. Till skillnad från de tidigare enpunktskopplingarna uppfyllde trepunktskopplingen de flesta krav man kan ställa på en redskapskoppling. Den gav bättre kontroll över traktor-redskapskombinationen, förenklade transporter, gav bättre tyngdöverföring och därmed ökad dragkraft samt ett automatiskt skydd mot överstörtning av traktorn. Följaktligen blev den dominerande på marknaden.

Under senare år har man alltmer börjat snegla på traktorns framände. Kunde man sätta ett redskap även fram skulle mycket vara vunnet:

1. Färre antal körningar, vilket kan innebära lägre kostnader.
2. Minskat markslitage.
3. Ökad kapacitet, vilket innebär att arbetsmomenten blir klara fortare än normalt. Detta minskar kostnaden för den s.k. läglighets-effekten, d.v.s. varje arbetsmoment kan läggas närmare den för grödan optimala tidpunkten. Detta ökar skörden och därmed det ekonomiska utbytet.
4. Ett redskap fram och ett redskap bak gör att ekipaget blir smidigare och mer lättmanövrerat än om två redskap kopplas efter varandra bakom traktorn. Detta gäller dock endast om den främre kopplingen är av Ferguson-typ. De stela frontkopplingarnas smidighet och manövrerbarhet är diskutabel.

På kontinenten har en del redskapsbärare utvecklats. Dessa har dock inte blivit så populära i vårt land. En av nackdelarna med dagens redskapsbärare är att man vid köpet i regel låser sig vid ett fabrikat vad det gäller redskap och reservdelar. Utvecklingen i Sverige har istället gått mot att frontmontera redskap på den vanliga lantbrukstraktorn. De frontkopplingar som skådat dagens ljus är allt från stora kommersiellt tillgängliga kopplingar med kraftuttag till mindre hembyggen avsedda för montering på befintlig frontlastare.

Alla dessa frontkopplingar har en sak gemensam. I arbetsläge är de stumma i sidled. Detta innebär att kopplingen måste vara mycket kraftigt dimensionerad för att kunna ta upp sidkrafter vid plöjning. Dessa sidkrafter leds från redskapet, via kopplingen, till traktorn och ned i marken igen. Detta frestar på både redskap, koppling och traktorns hjullager och spindelleder. Vidare blir traktorn näst intill ostyrbar p.g.a. att kopplingen stumt förbinder traktorn med plogen. Man skulle kunna säga att traktorn är en del av plogen och därmed besitter plogens egenskaper, d.v.s. hela ekipaget, inte bara redskapet, är riktningsberoende. Följden blir att hela ekipaget strävar rakt fram i plogens färdriktning och därmed blir väldigt svårstyrt. Helt i linje med detta är den ganska vanliga invändningen mot frontmonterade plogar att fälten måste ha så raka kanter.

Kunde en koppling konstrueras som är rörlig i sidled, och dessutom i övrigt fungerar enligt Fergusons principer, vore mycket vunnet. I en rörlig koppling minskar de sidkrafter som överförs från redskap till

traktor. Den rörliga kopplingen fungerar som "dämpare" mellan traktor och redskap. Påkänningarna i redskap, koppling och traktor minskar. I och med att kopplingen kan röra sig i sida är det dessutom lättare att styra traktorn. Det bör dock påpekas att den ökade styrförmågan vid plöjning inte kan utnyttjas i någon högre grad. Framhjulen på en fyrhjulsdreven traktor är i regel så breda att endast mycket små justeringar kan göras med ena sidans hjul i färan. Den största fördelen med en rörlig frontkoppling ligger i dess stora användbarhet jämfört med en stum koppling. Användbarheten skulle öka i främst två situationer:

1. Vid stenpåkörning kan redskapet hoppa åt sidan. Detta skulle väsentligt kunna minska påkänningarna i redskapet jämfört med en stum montering.
2. Redskapet kan ges olika styrgeometrier. Eventuellt kan redskapets styrning automatiseras.

Ännu finns inga rörliga frontkopplingar på marknaden. Detta torde bero på att teorin om vilka krav kopplingen måste uppfylla för att centrera redskapet inte funnits samlad tidigare. Denna teori finns nu tillgänglig i rapport 92, "Trepunktskopplingens funktion", från Institutionen för lantbruksteknik vid SLU. Denna rapport behandlar ett försök att omsätta denna teori till praktik.

TEORI

Krav på en frontkoppling

Vilka grundkrav kan man då ställa på en koppling avsedd för frontmonterade redskap? Nedan följer några:

1. För att få stor användbarhet bör kopplingen vara rörlig i sidled.
2. Redskapet skall vara höj- och sänkbart med hjälp av kopplingen.
3. Kopplingen skall efter en sidstörning själv centrera redskapet.

Listan kan naturligtvis utökas. Exempelvis är en automatisk nivåreglering minst lika viktig fram som bak. Detta arbete är dock först och främst inriktat på kraven 1 och 3 ovan.

Olika typer av redskap

Principiellt sett finns två olika typer av redskap; riktningsberoende och riktningsoberoende. Ett riktningsoberoende redskap, t.ex. en harv med raka pinnar vilka har ett cirkulärt tvärsnitt, utvecklar en horisontell kraftkomponent rakt motsatt redskapets rörelse genom jorden. Detta motstånd är oberoende av färdriktningen.

Riktningsberoende redskap, t.ex. plogar, har en färdriktning vilken de föredrar, och utvecklar stora sidkrafter om de dras i en annan riktning än den i vilken de pekar. Den horisontella komponenten av jordens reak-

tionskraft vilken är motriktad färdriktningen kallas den riktningsberoende kraften (F_{ob}). I rät vinkel mot F_{ob} går den riktningsberoende kraften (F_b), se fig 1.

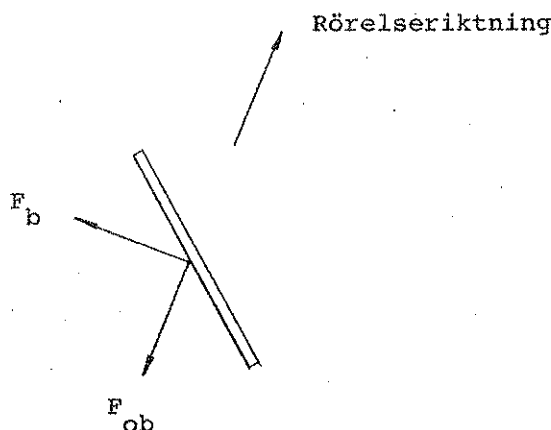


Fig 1. Kraftpåverkan på ett riktningsberoende redskap

F_b = riktningsberoende kraften
 F_{ob} = riktningsberoende kraften
 (efter Cowell & Mankanjuola, 1966).

Centrering av riktningsberoende redskap

Ett riktningsberoende redskap, som av någon anledning förflyttat sig i sida, återföres enklast genom att redskapet riktas om. Detta för att hålla den riktningsberoende kraften minimal. Mankanjuola och Cowell (1970) har visat att ett länksystem som konvergerar i färdriktningen automatiskt ger redskapet en riktning in mot traktorns symmetrilinje efter en sidstörning (se fig 2). Detta oberoende av om redskapet drages eller skjutes. Det viktiga är att länksystemet är avsett för den färdriktning som används.

I det följande kommer de två undre armarna i en trepunktskoppling att kallas dragstänger om kopplingen sitter monterad bak (i enlighet med SS 2857), och skjutstänger om kopplingen sitter monterad fram.

Av fig 2 framgår att centreringen av ett riktningsberoende redskap är en fråga om geometrin i kopplingen. Om skjutstängerna konvergerar i färdriktningen kommer redskapet alltid att riktas mot traktorns symmetrilinje efter en sidstörning. En kraftig omriktning och därmed en mycket snabb centrering fås genom att öka vinkeln b_0 (fig 2), d.v.s. låta skjutstängerna konvergera kraftigare då kopplingen befinner sig i jämvikt.

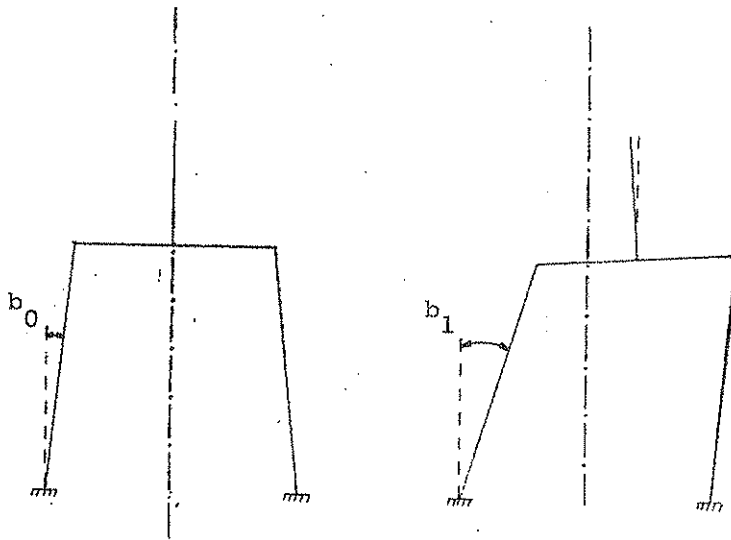


Fig 2. Frontmonterat riktningsberoende redskap i jämvikt (vänster) resp efter en sidstörning åt höger (högra figuren).

Centrering av riktningsberoende redskap

För att centrera ett riktningsberoende redskap utnyttjar man dess riktningsberoende beteende och använder en geometrisk lösning. För att centrera det riktningsberoende redskapet måste vi finna nya vägar. Riktningsberoende redskap utvecklar ju, som vi tidigare sett, inga speciella sidkrafter. Lösningen på detta problem har tagits fram av Jönsson (1983) i hans arbete "Trepunktskopplingens funktion".

I fig 3. visas kraftsambanden i ett frontmonterat riktningsberoende redskap. Förklaringar till figurens beteckningar finns i början av denna skrift. Det är dock på sin plats med en grundligare förklaring av begreppen MC och MP.

MC (momentancentrum) är den punkt där förlängningarna av kopplingens skjutstänger möts. Skjutstängernas kraftresultant går alltid genom MC. Denna punkt befinner sig inte på samma plats hela tiden utan rör sig när kopplingen rör sig (se fig 3). MC:s läge är, som strax skall visas, mycket viktig för kopplingens funktion.

MP (motståndspunkten) är en annan viktig punkt. Det är den punkt i redskapet i vilken dess horisontella jordmotstånd är samlat (jmf tyngdpunkt hos en kropp).

Genom att MC placeras framför redskapet, d.v.s. skjutstängerna konvergerar i färdriktningen, kommer redskapets symmetriaxel i färdriktningen alltid att peka mot traktorns symmetrilinje eller sammanfalla med denna. Därav följer att ett riktningsberoende redskap centreras framför traktorn. Tyvärr kommer riktningsberoende redskap att snabbt sträva mot ett ytterläge eftersom MC sidförflyttas mer än redskapets motståndspunkt, MP, vid en sidstörning (se fig 4).

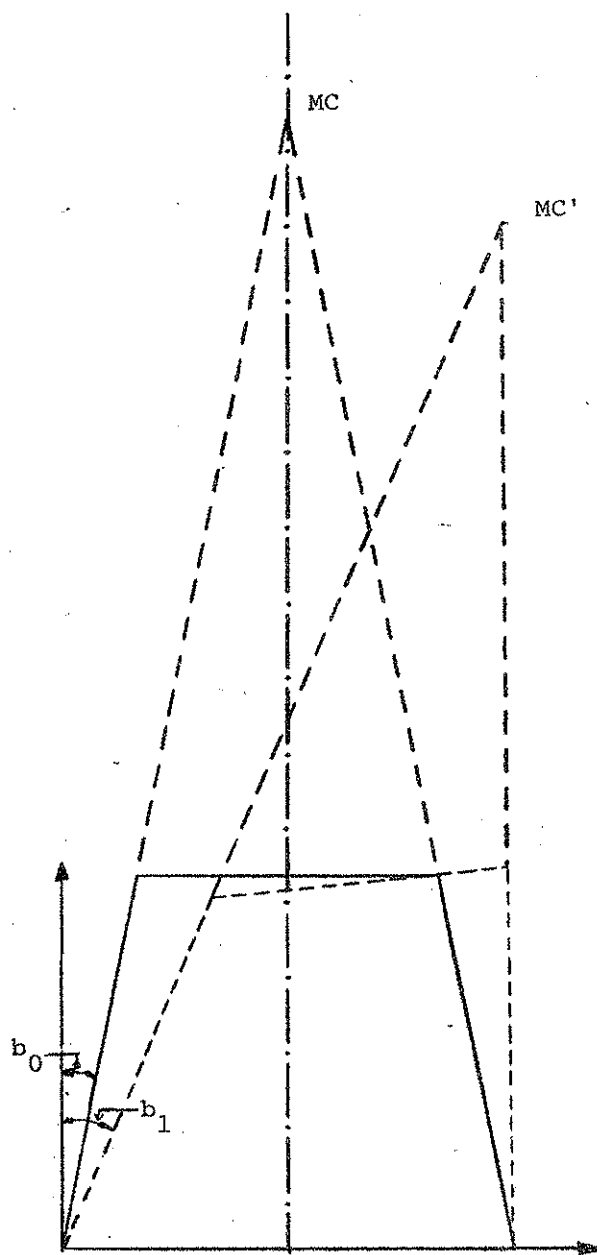


Fig 3. MC:s rörelse i ett sidstört frontmonterat redskap.

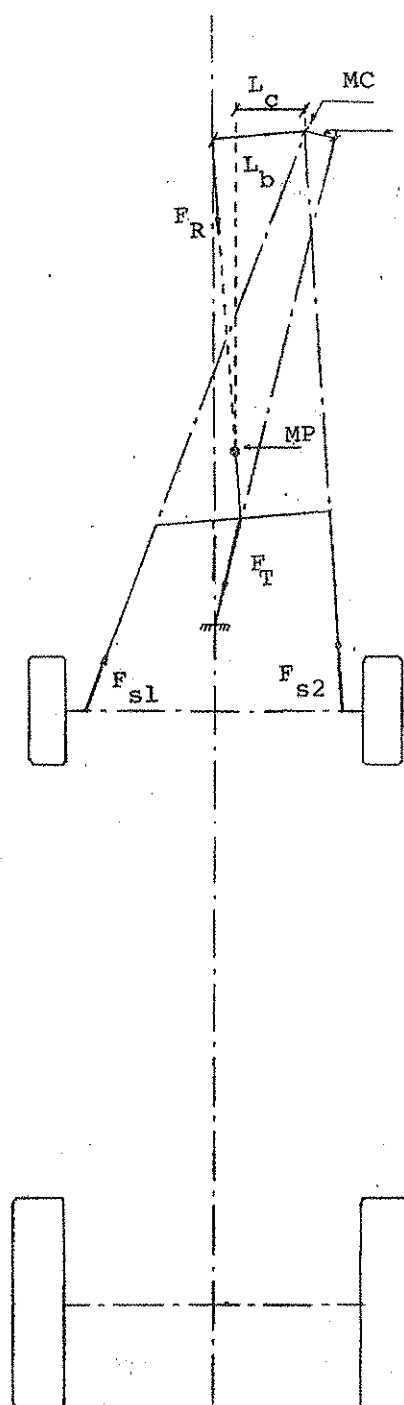


Fig 4. Kraftsamband hos ett riktningsoberoende frontmonterat redskap (efter Jönsson, 1983).

Om geometrin däremot görs sådan att

$$F_T \cdot L_a > F_R \cdot L_c \quad (1)$$

där F_T =toppstångskraften

F_R =redskapets reaktionskraft på kopplingen

L_a =vinkelräta avståndet från toppstångskraftens verkningslinje till MC

L_c =avståndet vinkelrätt mot traktorns symmetrilinje mellan MC och MP

i alla lägen som kopplingen kan inta kommer även riktningsoberoende redskap att centreras framför traktorn. En förutsättning är dock att krafterna har den riktning som visas i fig 4. Toppstången måste alltid utställas för en dragkraft för att centrering av ett riktningsoberoende redskap skall fungera.

Ekv (1) är en ekvation som visar när redskapet centreras. Av fig 4 framgår att F_R med dess hävarm L_b strävar efter att förskjuta redskapet till ett ytterläge. Denna strävan motverkas av F_T med sin hävarm L_a . Eftersom skjutstångskrafterna F_{S1} och F_{S2} går genom MC påverkar de inte momentekvationen.

Det är på sin plats med en förklaring till varför sträckan L_b i ekvation 1 inte används istället för L_c . På det sätt figuren är ritad är ju F_R :s faktiska hävarm L_b och inte L_c . Vridmomentet runt momentancentrum kan skrivas:

$$M_{MC}: F_{S1} \cdot 0 + F_{S2} \cdot 0 + F_R \cdot L_b - F_T \cdot L_a = I \cdot a$$

där I =tröghetsmomentet

a =vinkelaccelerationen

I detta fall är vinkelaccelerationen så liten att den kan approximeras med noll (se vidare under rubriken "Verkligheten och stabilitetskriteriet"). Vridmomentet runt MC kan då skrivas:

$$M_{MC}: F_R \cdot L_b - F_T \cdot L_a = 0$$

$$F_R \cdot L_b = F_T \cdot L_a$$

När centreras då redskapet? Om redskapet återgår till sitt jämviktsläge rakt framför traktorn, innebär detta att redskapets (d.v.s. MP:s) hastighetsvektor måste konvergera mot traktorns symmetrilinje. För att detta skall vara sant måste

$$L_b > L_c$$

$L_p = L_c$ är alltså en stabilitetsgräns. I detta läge är F_R parallell med traktorns symmetrilinje. Eftersom ett riktningsoberoende redskaps hastighetsvektor alltid är rakt motriktad F_R , kommer redskapet att "hänga" sig i detta läge istället för att återgå. Vårt sämsta stabila driftsfall är alltså då F_R har hävarmen L_c . För att säkerställa centrering krävs att:

$$F_T \cdot L_a > F_R \cdot L_c$$

Sträckan L_{BR} är däremot knepigare att få kontroll över. Den är nämligen beroende av riktningen på F_R , d.v.s. jordsökningen hos redskapet. Om redskapet har en negativ jordsökning kommer det vinkelräta avståndet (L_{BR}) mellan F_R och bäraxeln att vara litet. Detta minskar toppstångskraften, F_T , jämfört med om jordsökningen varit positiv (som i figuren). Detta är dock ett problem som man kan komma tillrätta med förutsatt att man är medveten om det.

En annan faktor som påverkar F_T och därmed centreringen är redskapets egentygnd (w). Även denna ger ett bidrag till F_T 's storlek genom sitt moment runt bäraxeln. Detta gäller dock endast om redskapet är helburet. Bärs redskapet av medar eller hjul kommer ju marken att ta upp egentygnden och dess bidrag till F_T blir noll eller i värsta fall negativt.

Att få kontroll över hävarmarna L_a och L_c är ett rent beräkningstekniskt problem. Längden på dessa två sträckor beror enbart av kopplingens geometri vilken kan påverkas med full kontroll över skeendet. I det följande kommer en beräkningsmodell att redovisas, vilken på ett generellt sätt beräknar sträckorna L_a och L_c i alla lägen kopplingen kan inta.

Det visar sig att ekv (1) lämpligen skrivs om till

$$\frac{F_T}{F_R} > \frac{L_c}{L_a} \quad (2)$$

Vänster- och högerledet i denna ekvation hanteras med helt olika tekniker. Kvoten i vänsterledet kan i praktiken styras ganska enkelt. Att uppnå en exakthet i kvoten F_T/F_R är däremot mycket svårt. Här handlar konstruktionsarbetet mest om att ta till rejäla marginaler och att sedan i praktiken undvika redskap med negativ jordsökning.

Högerledet däremot kan beräknas mycket exakt. Om de geometriska parametrarna är givna är också kvoten L_c/L_a given. Detta oberoende av jordart, redskapstyp och terrängförhållanden.

Ekv (2) på den form den är skriven, d.v.s. krafter i vänsterledet och sträckor i högerledet, kommer i fortsättningen att refereras till som **stabilitetskriteriet**. För att centrera ett riktningsoberoende redskap måste alltid och i alla lägen stabilitetskriteriet vara uppfyllt.

Det visar sig alltså att en bra frontkoppling måste optimeras fram. Först bör L_a maximeras och L_c minimeras. Därefter måste förhållandet F_T/F_R anpassas så stabilitetskriteriet med god marginal uppfylls. Dessa två åtgärder får dock inte rucka på kravet att skjutstängerna skall konvergera i färdriktningen, för att centrera ett riktningsberoende redskap.

Verkligheten och stabilitetskriteriet

Det av Jönsson (1983) utvecklade stabilitetskriteriet har ett förbehåll. Det beskriver kraftsambanden i ett statiskt skeende. Faktorer för att hantera accelerationer saknas helt. Detta kan synas vara en allvarlig

brist. Så är dock inte fallet. I de låga hastigheter som förekommer vid jordbearbetning kan man förmoda att accelerationen håller sig på en hanterbar nivå. Som konstruktör bör man dock vara medveten om vilka förutsättningar som gäller vid beskrivningen av ett system. För att få fram en mer exakt teori måste systemet beskrivas med hjälp av differentialekvationer. I det fall som redovisas i denna skrift räcker det dock med att behandla det kvasistatiska fallet för att kunna konstruera en fungerande trepunktskoppling.

BERÄKNINGSMODELL FÖR KOPPLINGENS SIDORÖRELSE I HORIZONTALPLANET

Problemdefinition

Det enligt Jönsson (1983) utvecklade stabilitetskriteriet för en frontmonterad trepunktskoppling är som tidigare visats;

$$\frac{F_T}{F_R} > \frac{L_C}{L_A}$$

Förhållandet F_T/F_R är inte konstant men kan, som tidigare nämnts, hållas under kontroll. Detta innebär att förhållandet L_C/L_A kommer att ha avgörande betydelse för kopplingens beteende. Detta förhållande beror av vinkeln b (se fig 6 och 7). Vid det symmetriska fallet kallas vinkeln b_0 . Vid en sidstörning förändras vinkeln till b_1 . Så fort kopplingen är sidstörd kallas detta för det asymmetriska fallet.

Målet är alltså att minimera kvoten L_C/L_A för att därmed hålla kvoten F_T/F_R så låg som möjligt. Detta för att minimera de interna krafterna i kopplingen. Dessa krafter kan bli mycket stora. Om exempelvis redskapet kräver en skjutkraft på 10 kN och förhållandet L_{BT}/L_{BR} är 1/3 kommer toppstängarna att utsättas för en dragkraft på ca 30 kN och skjutstängarna måste tillsammans klara av knäckkrafter på ca 40 kN.

För att nå målet måste sträckorna L_A resp L_C beskrivas med hjälp av vinkeln b . För att dessutom enkelt kunna göra beräkningar på olika geometrier behövs en beräkningsmodell som definierar koordinaterna för kopplingens olika delar i horisontalplanet. Denna beräkningsmodell visas i det följande.

Koordinatsystemet

Frontkopplingen placeras i ett koordinatsystem där y-koordinaterna löper parallellt med traktorns längsriktning. X-koordinaterna löper vinkelrätt mot denna längsriktning. Koordinatsystemets origo är placerat i traktorns vänstra skjutstängsfäste (se fig 6 och 7). Alla x-och y-koordinater har ett bokstavsindex. Detta index visar vilken punkt i systemet som avses. Ett primtecken markerar att det är det asymmetriska fallet som avses (se fig 6 och 7). Som exempel på hur koordinatsystemet fungerar kan redskapets bäraxellängd, L_2 , i det symmetriska fallet anges;

$$L_2 = X_C - X_D$$

I det asymmetriska fallet fås endast x-komponenten av bäraxelns längd, vilket innebär att

$$L_2 = X'C - X'D$$

Traktorns vänstra skjutstångsfäste, punkten A, är koordinatsystemets origo.

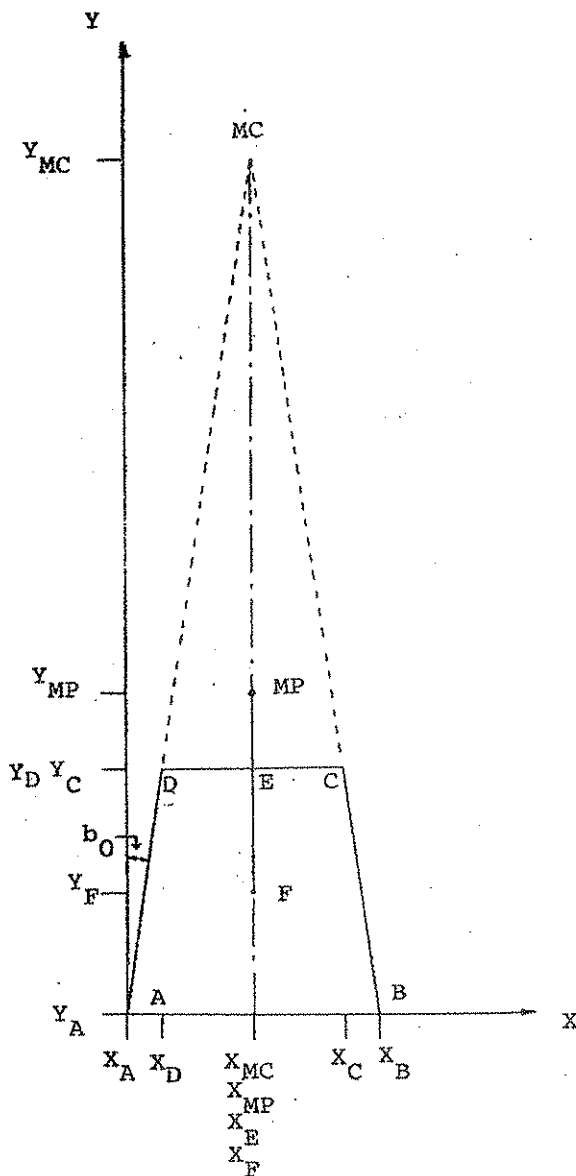


Fig 6. Koordinatsystemets uppbyggnad, symmetriskt fall.

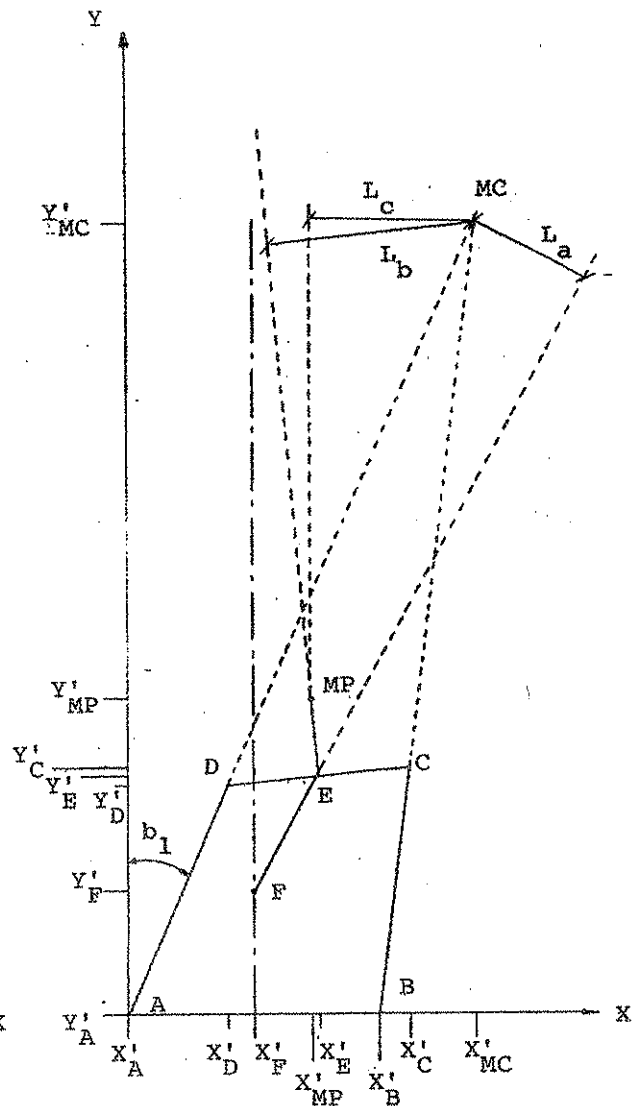


Fig 7. Koordinatsystemets uppbyggnad, asymmetriskt fall.

Förutsättningar

Avståndet mellan skjutstängernas fästpunkter i traktorn, L_1 , redskapets bäraxellängd, L_2 , avståndet mellan bäraxeln och MP, L_3 , och skjutstångslängden, L_s är kända storheter och förändras ej vid sidstörningar. Toppstångslängden, L_T , förändras ej heller i praktiken vid sidstörningar. Vid de teoretiska beräkningarna har dock en viss approximation av L_T tagits med. Denna approximation beror på svårigheter att definiera koordinaterna för toppstångens främre fäste. Approximationen är dock liten och kommer att behandlas mer ingående senare i beräkningsmodellen.

Det symmetriska fallet

Koordinater

Först fastställs koordinaterna för systemets väsentliga punkter i det symmetriska fallet. Samtliga koordinater anknyter till fig 6.

A:	(X_A, Y_A)	där	$X_A = 0$
			$Y_A = 0$
B:	(X_B, Y_B)	där	$X_B = L_1$
			$Y_B = 0$
C:	(X_C, Y_C)	där	$X_C = L_1 - L_s \sin b_0$
			$Y_C = L_s \cos b_0$
D:	(X_D, Y_D)	där	$X_D = L_s \sin b_0$
			$Y_D = L_s \cos b_0$
E:	(X_E, Y_E)	där	$X_E = \frac{1}{2} L_1$
			$Y_E = L_s \cos b_0$
F:	(X_F, Y_F)	där	$X_F = \frac{1}{2} L_1$
			$Y_F = L_s \cos b_0 - L_T$
MP:	(X_{MP}, Y_{MP})	där	$X_{MP} = \frac{1}{2} L_1$
			$Y_{MP} = L_s \cos b_0 + L_3$

Härledning av momentancentrums läge

Koordinaterna för punkten MC är inte lika uppenbara som för de övriga punkterna i det symmetriska fallet. Med hjälp av fig 8 fås dock;

$$x_{MC} = \frac{1}{2}L_1$$

För y-koordinaten ger sinussatsen;

$$\frac{0,5 \cdot L_1}{\sin b_0} = \frac{y_{MC}}{\sin(90-b_0)}$$

$$y_{MC} = \frac{L_1 \sin(90-b_0)}{2 \sin b_0}$$

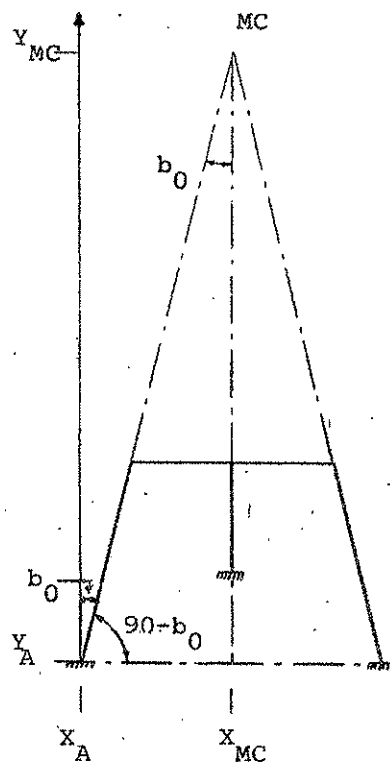


Fig 8. Hjälpfigur för härledning av punkten MC.

Det asymmetriska fallet

Kända koordinater

Det finns, som tidigare nämnts, tre punkter vars koordinater alltid är desamma och kända, nämligen A, B och F. Punkten D:s koordinater kan dessutom med lätthet bestämmas:

$$D: (X'_D, Y'_D) \quad \text{där} \quad X'_D = L_S \sin b_1$$

$$Y'_D = L_S \cos b_1$$

Koordinaterna för punkterna A, B, D och F bestäms som synes enkelt. De övriga punkternas koordinater kräver något mer avancerade beräkningar

Härledning av läget för bäraxelns högra fäste

Genom att dela upp kopplingsgeometrin i tre trianglar med hjälp av sträckorna S_1 och S_2 (se fig 9) kan koordinaterna för punkten C nås i två steg.

$$\text{Steg 1: } \tan a_1 = \frac{X_B - X'_D}{S_1} = \frac{X_B - L_S \sin b_1}{L_S \cos b_1}$$

$$a_1 = \tan^{-1} \left(\frac{X_B - L_S \sin b_1}{L_S \cos b_1} \right)$$

$$a_2 = 180^\circ - 90^\circ - a_1 = 90^\circ - a_1$$

Pythagoras sats ger:

$$S_2^2 = S_1^2 + (X_B - X'_D)^2 = (L_S \cos b_1)^2 + (X_B - L_S \sin b_1)^2$$

Steg 2: I steg 1 beräknades sträckan S_2 . Sträckorna L_S och L_2 är kända sedan tidigare.

Med hjälp av cosinusteoremet fås vinklarna e_1, e_2 och e_3 :

$$\cos e_1 = \frac{S_2^2 + L_2^2 - L_S^2}{2S_2L_2}$$

$$\cos e_2 = \frac{L_S^2 + L_2^2 - S_2^2}{2L_SL_2}$$

$$\cos e_3 = \frac{S_2^2 + L_S^2 - L_2^2}{2S_2L_S}$$

I och med att samtliga sträckor och vinklar nu är kända, kan koordinaterna för punkten C skrivas:

$$X'_C = X_B - L_3 \cos(a_2 + e_3)$$

$$Y'_C = L_3 \sin(a_2 + e_3)$$

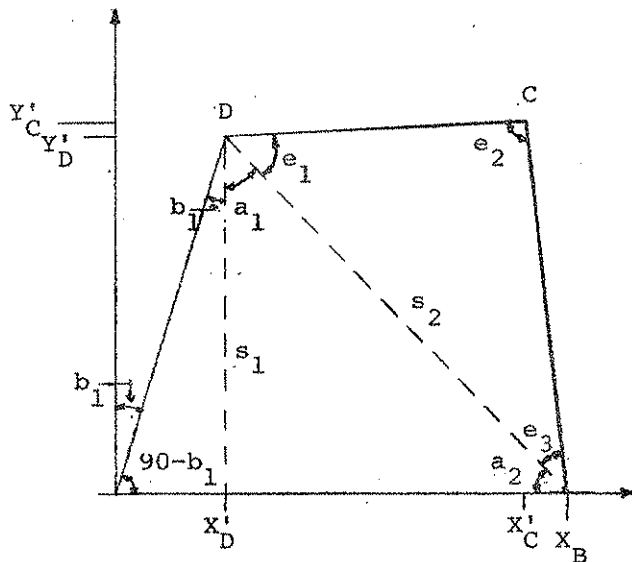


Fig 9. Hjälpfigur för härledning av punkten C.

Härledning av läget för bäraxelns mittpunkt

Eftersom punkten E alltid befinner sig mitt på bäraxeln möter dess läge inga större beräkningstekniska problem:

$$X'_E = X'_D + \frac{1}{2} L_2 \cos(a_1 + e_1 - 90^\circ)$$

$$Y'_E = Y'_D + \frac{1}{2} L_2 \sin(a_1 + e_1 - 90^\circ)$$

Härledning av motståndspunktens läge

Punkten MP befinner sig hela tiden på samma avstånd från punkterna C, D och E, och är därmed beroende av deras positioner. Det bör observeras att detta är en approximation. MP behöver inte vara symmetriskt placerad, utan kan variera från redskap till redskap. Dessutom kan MP flytta sig i redskapet beroende på markförhållanden, asymmetriska belastningar

etc. För att få reda på hur känslig en viss redskapsgeometri är för en lägesförändring av MP bör en känslighetsanalys göras. På detta stadium räcker det dock med att förutsätta att MP är symmetriskt placerad. I enlighet med figur 10 fås följande:

$$e_5 = (a_1 + e_1 - 90^\circ)$$

$$X'_{MP} = X'_E - L_3 \sin e_5$$

$$Y'_{MP} = Y'_E + L_3 \cos e_5$$

Punkterna X'_E och Y'_E är tidigare definierade i kända termer.

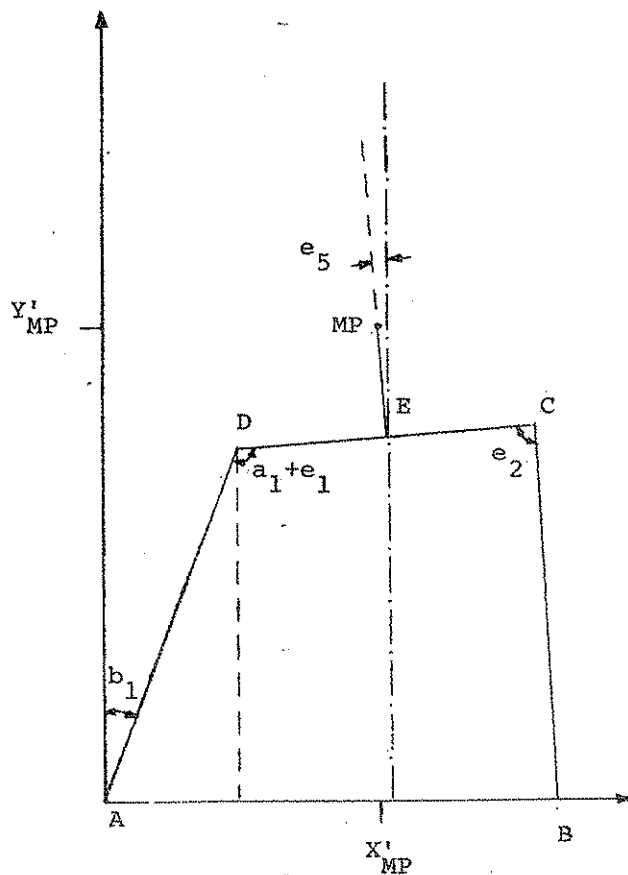


Fig 10. Hjälpfigur för härledning av punkten MP.

Härledning av momentancentrums läge

Från punkten MC utgår de sökta sträckorna L_a och L_c , vilket innebär att målet i problemdefinitionen börjar närma sig. I figur 11 finns hjälpsträckorna s_3 , s_4 och s_5 markerade. Sträckan s_3 är avståndet vinkelrätt mot bäraxeln från bäraxeln till MC. Sträckan s_4 är avståndet parallellt med vänster skjutstång från höger skjutstångsfäste till MC. Sträckan s_5 är avståndet parallellt med höger skjutstång från höger skjutstångsfäste till MC. Med hjälp av sinussatsen kan sträckan s_4 härledas:

$$\frac{\sin(b_1 + 90^\circ - (e_3 + a_2))}{x_B - x_A} = \frac{\sin(e_3 + a_2)}{s_4}$$

$$x_B - x_A = L_1$$

$$s_4 = \frac{L_1 \sin(e_3 + a_2)}{\sin(90^\circ + b_1 - e_3 - a_2)}$$

Sträckan s_4 och vinkeln b_1 ger koordinaterna:

$$x'_{MC} = s_4 \sin b_1$$

$$y'_{MC} = s_4 \cos b_1$$

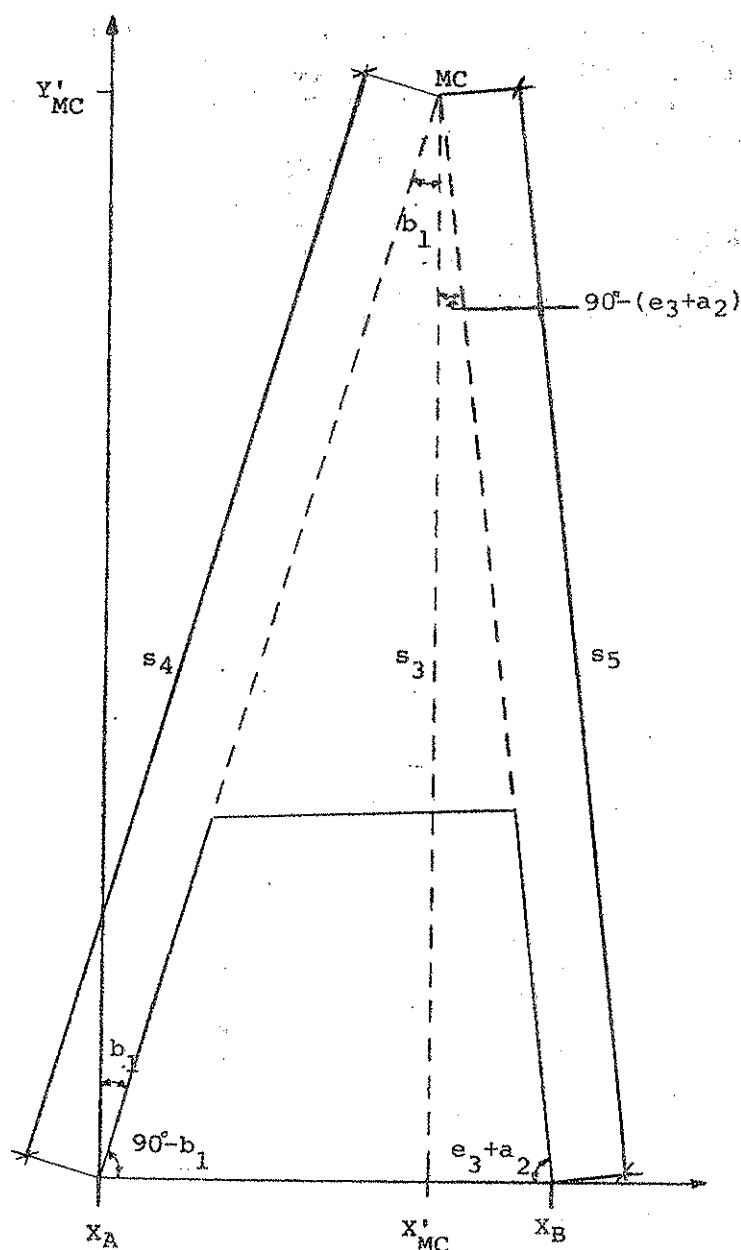


Fig 11. Hjälpfigur för härledning av punkten MC.

Härledning av toppstångskraftens hävarm

Toppstångskraftens hävarm, sträckan L_a , är beroende av vinkeln e_6 samt hjälpsträckan s_5 (se fig 13). Den tidigare nämnda approximationen av toppstångslängden har här en viss betydelse. Toppstångens främre fäste ligger ju rakt ovanför punkten E i det symmetriska fallet. Vid en sidstörning kommer dock redskapet att rotera uppåt-bakåt runt sin bäraxel.

Detta beror på att toppstängen är kortare än skjutstängerna. Följden blir att om redskapsramen är stum, vilket är normalfallet, kommer främre toppstångsfästet att ligga något bakom punkten E, på så sätt att en rak linje med rät vinkel mot bäraxeln kan dras genom främre toppstångsfästet och punkten E (se fig 12). Följden blir att vinkeln e_6 blir större och sträckan L_a därmed längre i verkligheten än i beräkningsmodellen. Att beräkna vinkeln e_6 exakt kräver komplicerade beräkningar i tre dimensioner. För att förenkla beräkningarna räcker det med att konstatera att approximationen verkar åt "rätt" håll, d.v.s. centreringen blir något kraftigare i praktiken än i beräkningsmodellen.

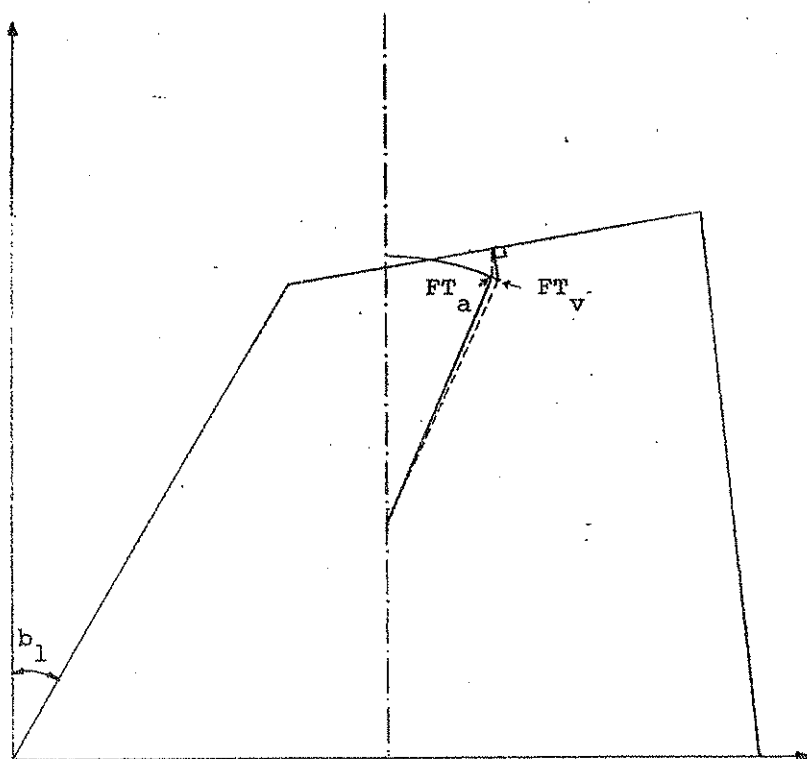


Fig 12. Skillnaden mellan främre toppstångsfästets verkliga (FT_v) och approximerade (FT_a) position.

Sträckan s_5 kan delas upp i tre delsträckor (se fig 13) enligt:

$$s_5 = L_s + s_{5a} + s_{5b}$$

Enligt resonemanget ovan kan toppstängslängden, L_T , skrivas:

$$L_T = Y_E - Y_F$$

Detta medför att

$$L_T \sin e_6 = X'_E - X_E$$

$$\sin e_6 = \frac{X'_E - X_E}{L_T}$$

Med hjälp av fig 9 och fig 13 fås:

$$s_5 \sin(e_3 + a_2) = Y'_{MC} \quad (2)$$

Med hjälp av fig 13 fås s_{5a} :

$$\frac{\sin(e_6 + e_5 + e_2 - 90^\circ)}{0,5 \cdot L_2} = \frac{\sin(90^\circ - e_6 - e_5)}{s_{5a}}$$

$$s_{5a} = \frac{L_2 \sin(90^\circ - e_6 - e_5)}{2 \sin(e_6 + e_5 + e_2 - 90^\circ)}$$

Ekv (2) och (3) gör s_{5b} känd:

$$s_{5b} = \frac{Y'_{MC}}{\cos(90^\circ - e_3 - a_2)} - \frac{L_2 \sin(90^\circ - e_6 - e_5)}{2 \sin(e_6 + e_5 + e_2 - 90^\circ)} - L_s$$

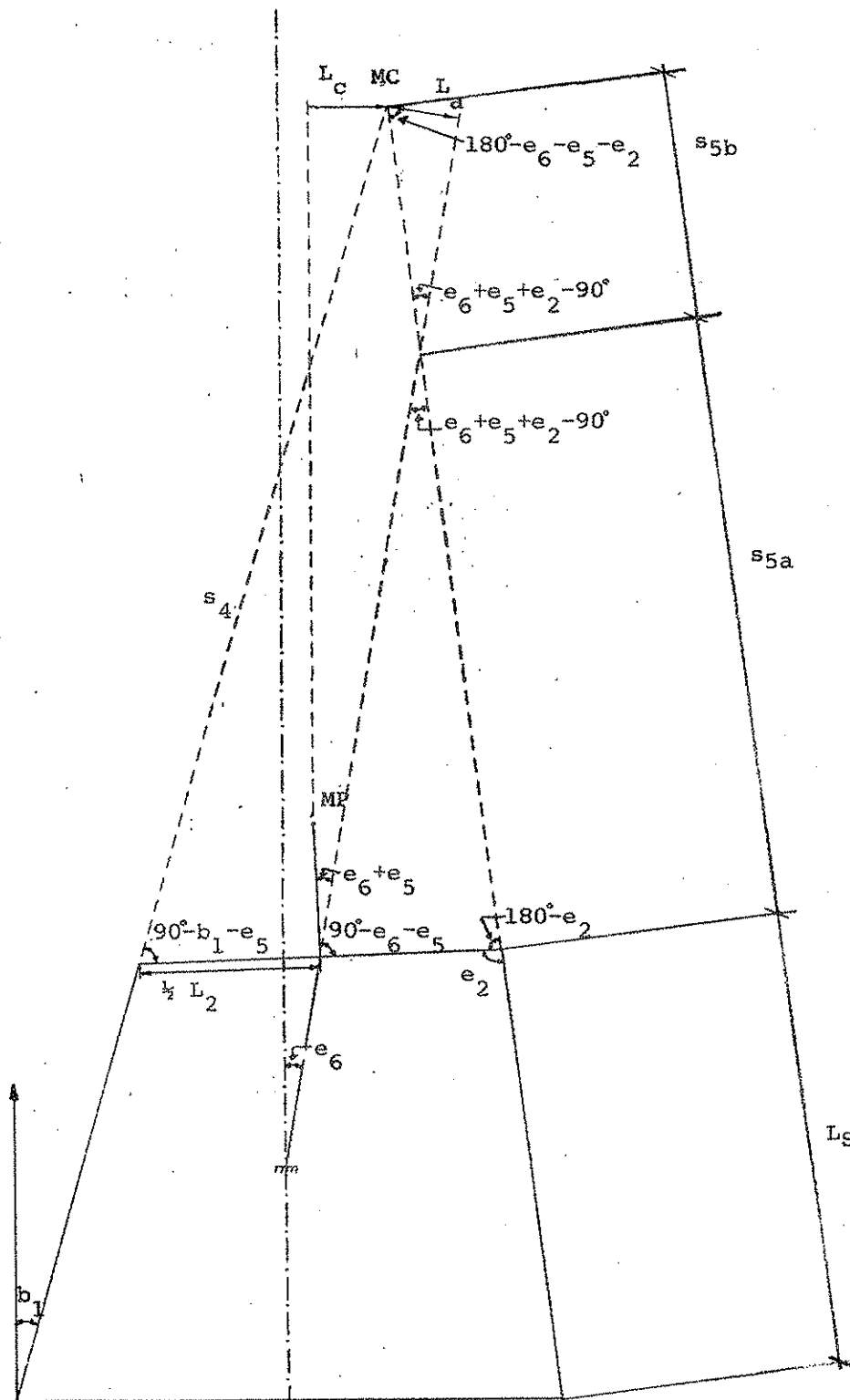


Fig 13. Hjälpfigur för härledning av sträckkorna L_a och L_c .

Sinussatsen ger L_a :

$$\frac{\sin 90^\circ}{s_{5b}} = \frac{\sin(e_6+e_5+e_2-90^\circ)}{L_a}$$

$$L_a = s_{5b} \sin(e_6+e_5+e_2-90^\circ) \quad (4)$$

Härledning av hävarmen till redskapets reaktionskraft vid stabilitetsgränsen

Denna hävarm, L_c , blir i enlighet med fig 7:

$$L_c = X' MC - X' MP \quad (5)$$

I.o.m. denna ekvation är målet i problemdefinitionen nått.

Avslutande synpunkter på beräkningsmodellen

Approximationer

Som tidigare nämnts stämmer ej toppstångens sidoförskjutning i beräkningsmodellen. Detta innebär att sträckan L_a är något längre i praktiken än i modellen. Approximationen är dock så liten att den saknar praktisk betydelse vid konstruktion av en koppling. Det viktiga är att approximationen verkar åt "rätt" håll, d.v.s. kopplingen centrerar aningen bättre i praktiken än vad modellen ger vid handen.

En annan approximation är punkten MP:s placering vilken tidigare tagits upp. Det är ju inte nödvändigt att MP är symmetriskt placerad i redskapet. Med en enkel matematisk operation kan MP flyttas till olika platser i redskapet. Problemet med beräkningsmodellen är att man inte kan låta MP flytta sig i redskapet samtidigt som redskapet flyttar sig i sidled. I praktiken kommer ju MP att flytta sig hela tiden beroende på markförhållanden. För att kunna simulera även detta måste modellen byggas ut. I nuvarande version hanteras problemet enklast genom en känslighetsanalys.

I praktiken kan MP tvångsmässigt förflyttas vid en sidstörning. Detta är något som en del traktorfabrikanter utnyttjar i sina trepunktskopplingar. I fallet med frontmontering innebär det i korthet följande: Genom att låta lyftlänkarnas övre fästen sitta bredare isär än de nedre, tvingas redskapet att rotera kring sin längsaxel vid en sidstörning (se fig 14). Om redskapet flyttas åt höger kommer högra sidan att sjunka ned samtidigt som vänstra sidan lyfts upp. Detta får till följd att MP flyttar sig åt höger. Sträckan L_c , vilken är avståndet i x-led mellan MC och

MP, minskar därmed. Kvoten L_C/L_A minskar vilket förbättrar centreringen av ett riktningsoberoende redskap. Hos ett riktningsberoende redskap kommer de i huvudsak riktningsberoende sidkrafterna att balansera förflyttningen av MP.



Fig 14. Schematisk skiss som visar lyftlänkarnas betydelse för MP:s koordinater och därmed centreringen. Proportionerna är överdrivna.

Det finns dock två nackdelar med metoden. För det första kommer redskapets arbetsdjup att variera över arbetsbredden. Detta är inte alltid acceptabelt. För det andra medför rotationen risk för instabilitet hos plogar. Plogen tenderar helt enkelt att tippa. Detta inverkar menligt på arbetsresultatet och är ej acceptabelt vid plöjning. För ytterligare utredning om lyftlänkarnas placering hänvisas till Jönsson (1983).

Egentyngden

Egentyngdens inverkan på kopplingen har ej tagits med i modellen. Redskapets egentyngd ger upphov till ett moment runt bäraxeln. Detta moment kommer att tillföra ytterligare dragkraft i toppstängen, vilket förstärker kopplingens möjlighet till centrering.

Det är viktigt att vara medveten om att egentyngden inte alltid bidrar till centreringen. Om geometrin utformas på ett sådant sätt att centreringen till viss del beror av egentyngden, kan problem uppstå i två situationer. När ett mycket lätt redskap eller ett redskap med tyngdpunkten nära bäraxeln används, kan centreringen bli dålig. Dessutom kan problem uppkomma vid nedsättningen av redskapet. Om då marken bär redskapet en kort stund innan det når arbetsdjupet, motverkas dragkraften i toppstängen. I extremfallet uppstår istället en tryckkraft vilken kan häva giltigheten för stabilitetskriteriet (ekv 1). Skulle denna tryckkraft uppkomma blir följden att toppstångskraften hjälper till att pressa ut redskapet till ett ytterläge. Detta förlopp skulle kunna motverkas med en anordning som låser skjutstängerna i sida tills dess att fullt arbetsdjup nåtts. Detta gäller helburna redskap. Delburna redskap bärs ju hela tiden av marken varför ett konventionellt utformat sådant riktningsoberoende redskap kan förete vissa instabila tendenser.

Eftersom egentygden inte alls räknats med i toppstångskraften (F_T), kommer redskapet förmodligen att centrera bättre i praktiken än vad modellen ger vid handen.

Riktningsberoende/riktningsoberoende

Beteckningarna riktningsberoende respektive riktningsoberoende avser renodlade redskapsegenskaper. Med några få undantag är de redskap som används inom jordbruket ett mellanting av de två extremfallen. De är alltså en blandning av de två renodlade typernas egenskaper.

Vad innebär då detta? Följden blir att de flesta redskap får hjälp att centrera både av geometrin och av krafterna i kopplingen. Slutresultatet blir att för de flesta riktningsoberoende redskap blir centreringen något bättre i praktiken än vad beräkningsmodellen tyder på.

Denna "hjälp" till centrering, jämfört med modellen, är dock inget att förlita sig till. Egenskaperna varierar från redskap till redskap, varför man är tvungen att räkna med det sämsta driftsfallet, d.v.s. ett rent riktningsoberoende redskap. Eftersom det är detta beräkningsmodellen gör får den extra centreringshjälpen tas som ren bonus.

Summering

Ovanstående resonemang visar flera punkter där beräkningsmodellen inte räcker till för en exakt optimering. Det viktiga är dock att ingen av dessa brister behöver motverka centrering om konstruktören är medveten om dem. Tvärtom kan alla bristerna samverka till en bättre centrering. Följaktligen hamnar kopplingen på "den säkra sidan" om den optimeras fram med hjälp av beräkningsmodellen. För en kommersiell version av en frontkoppling krävs givetvis exaktare beräkningar av toppstångslängdens, egentygdens och MP:s inverkan. Detta för att ta fram en lättare, billigare och smidigare koppling. Sådana beräkningar faller dock utanför ramen för detta arbete.

OPTIMERING OCH KONSTRUKTION

Förutsättningar

Den praktiska delen av projektet gick ut på att bygga och testa en koppling. Målet med denna del av projektet var att kopplingen skulle fylla kraven för centrering av riktningsberoende och riktningsoberoende redskap. Kopplingens inställningsmöjligheter skulle medge att de praktiska gränserna för centrering kunde nås. Ett önskemål var dessutom att kunna köra kopplingen med såväl riktiga redskap som med för mätning specialgjorda redskap.

För att uppfylla förutsättningarna ovan krävdes en hel del beräkningar. Före själva konstruktionsarbetet behövde beräkningsmodellen valideras på något sätt.

Datamodellen och validering

För att påskynda optimeringen av kopplingen utvecklades ett datorprogram där beräkningsmodellen för redskapets sidorörelser ingick. Detta program utvecklades vidare till två olika versioner. Den första versionen användes för validering av teorin och programvaran. Den andra versionen utnyttjades för optimering av kopplingsgeometrin. Båda versionerna finns redovisade i bilaga 1.

Valideringen gick till enligt följande: kopplingsgeometrin, i sidstört läge, sedd uppifrån ritades på millimeterpapper i skala 1:10. För att få användbara parametrar mättes en konventionell bakmonterad koppling upp. Denna kopplings parametrar överfördes sedan, efter smärre justeringar, till millimeterpappret. Därefter beräknades samtliga vinklar och avstånd i kopplingen enligt formlerna i beräkningsmodellen. Beräkningarna gjordes enbart för den sidstörning som fanns uppritad. Överensstämmelsen mellan beräkningsmodellen och ritningen kontrollerades med hjälp av linjal och gradskiva. Denna överensstämmelse var god (se bilaga 2). Avslutningsvis gjordes en datorkörning vilken även denna kontrollerades mot ritningen.

Optimering

Undersökning av kopplingsparametrarnas inverkan på centreringen

För att undersöka hur förändringar av kopplingsparametrarna påverkade kvoten L_0/L_a (och därmed centreringen) gjordes ett tiotal datorkörningar. Som jämförelseobjekt gjordes först en körning med en testkoppling, vilken här kallas för nollkopplingen. Därefter förändrades samtliga för kvoten L_0/L_a viktiga parametrar. Parametrarna varierades en i taget för att undvika dämpningar och multiplikatoreffekter av samtidiga förändringar. Varje kopplingsparameter ökades respektive minskades och resultatet jämfördes med nollkopplingen. Resultatet framgår av tabell 1.

Tabell 1. Resultat av datorkörningar som visar kopplingsparametrarnas inverkan på kvoten L_C/L_A

KÖRNING NR	KOPPLINGSPARAMETER	PARAMETER-FÖRÄNDRING	FÖRÄNDRING L_C/L_A
1	skjutstångslängd	+	-
2	skjutstångslängd	-	+
3	avstånd mellan skjutstängernas fästpunkter i traktorn	+	+
4	avstånd mellan skjutstängernas fästpunkter i traktorn	-	-
5	bäraxellängd (redskap)	+	-
6	bäraxellängd (redskap)	-	+
7	avstånd bäraxel-MP	+	+
8	avstånd bäraxel-MP	-	-
9	toppstångslängd	+	+
10	toppstångslängd	-	-

Ur tabellen kan utläsas att kvoten L_C/L_A påverkas av tre saker:

1. Skjutstängernas konvergens. Denna konvergens bestämmer MC:s läge. Ju mer skjutstängerna konvergerar (d.v.s. ju större b_0) desto större blir kvoten L_C/L_A . Detta beror på att om b_0 är stort kommer bäraxeln att vrida sig kraftigt vid en sidstörning. Redskapet kommer även det att vrida sig. Ju längre från bäraxeln MP befinner sig desto längre bort från MC kommer då MP att flytta sig. På detta sätt ökas sträckan L_C och därmed L_C/L_A . Om L_C/L_A ökar minskar centreringen för riktningsoberoende redskap. Alltså bör vinkeln b_0 vara så liten som möjligt. Problemet är dock att för att ge en snabb centrering av riktningsberoende krävs ett stort b_0 . Den nödvändiga avvägningen kommer att behandlas senare.
2. Toppstångslängden. Ju kortare toppstången är, desto mer måste den vinklas ut när kopplingen sidstörs. Detta kommer att förlänga sträckan L_A (se fig. 6) och minska kvoten L_C/L_A . Följdaktligen medför en kort toppstång en god centrering av riktningsoberoende redskap. Även här finns ett avvägningsproblem. Korta toppstänger minskar kopplingens sidorörlighet vilket inte är önskvärt.
3. Avståndet mellan redskapets bäraxel och motståndspunkten (MP). Ju längre detta avstånd är desto större kommer sträckan L_C att bli vid en sidstörning (se resonemanget under punkt 1). Detta ökar L_C/L_A och minskar därigenom centreringen. Detta avstånd till MP blir mer betydelsefullt ju större b_0 är.

Datoroptimering

De under förra rubriken redovisade testkörningarna gav även som resultat, en lämplig arbetsgång för optimeringen. Frontkopplingens slutliga parametrar togs fram i enlighet med följande schema:

1. Optimera b_0 genom datorkörning.
2. Anpassa kopplingen till traktorn. Detta ger automatiskt L_1 . Genom att ta till tillräcklig frizon för framhjulen fås L_S . L_1 , L_S och b_0 ger tillsammans L_2 .
3. Optimera toppstångslängden genom datorkörningar.
4. Gör känslighetsanalys på inverkan av avståndet mellan redskapets bäraxel och MP (sträckan L_3).
5. Beräkna kopplingsparametrarna i vertikalplanet (L_{BT} och L_{BR}).

Målet för optimeringen av b_0 var att göra vinkeln så stor som möjligt med bibehållande av en låg kvot L_C/L_A . Denna kvot borde dessutom vara så konstant som möjligt över kopplingens rörliga område, för att få ett konsekvent beteende hos kopplingen. Tanken bakom att göra b_0 stort var, som tidigare nämnts, att öka centreringen av riktningsberoende redskap. Ytterligare en faktor måste tas hänsyn till, nämligen läget hos MC. Stort b_0 ger ett MC nära kopplingen. Om MC befinner sig i redskapet och t. ex. en sten träffar redskapet där MC befinner sig är kopplingen helt stum. Något måste ge vika, och är stenen stor nog blir det troliga resultatet en mer eller mindre dyrbar reparation. Alltså bör MC ligga så långt fram som möjligt. Speciellt plogar kräver långa avstånd mellan MC och MP.

Anpassningen av kopplingen till traktorn (BM 650) skedde på ett tidigt stadium. Detta var nödvändigt eftersom det var det enklaste sättet att få fram skjutstångslängd, bäraxellängd och avståndet mellan skjutstängernas fästpunkter i traktorn. De två riktpunkterna vid denna anpassning var skjutstångslängden och avståndet mellan skjutstängernas fästpunkter i traktorn. För att öka avståndet mellan MC och redskapets bäraxel samt att hålla redskapet så nära traktorn som möjligt bör skjutstångslängden minimeras. De bör dock ha sådan längd att redskapet ej riskerar att slå i framhjulen vid en sidstörning. Avståndet mellan skjutstängernas fästpunkter i traktorn bör vara stort för att därmed få en så bred bäraxel som möjligt på redskapet. Detta minskar påkänningarna när redskapet centreras.

Kopplingen anpassades i enlighet med det första av de två ovanstående kraven. För att förenkla tillverkningen av kopplingen gjordes dock avståndet mellan skjutstängernas fästpunkter i traktorn ganska litet. Med tanke på att kopplingen endast skulle arbeta med försöksredskap (måttliga påfrestningar) bedömdes detta ha mindre betydelse.

Även vid optimeringen av toppstångslängden finns det riktlinjer. Toppstången bör vara så lång som möjligt för att tillåta stor sidorörlighet. En lång toppstång ökar dock kvoten L_0/L_a vilket är mindre önskvärt. Vidare påverkar även toppstången (liksom b_0) förändringen i kvotens värde beroende på sidstörningens storlek. Alltså bör kvoten vara så konstant och låg som möjligt.

Toppstången optimerades i enlighet med detta. Därmed hade kopplingens samtliga delar i horisontalplanet blivit dimensionerade. Som en sista kontroll av horisontalplanet gjordes en känslighetsanalys av av sträckan L_3 's inverkan på L_0/L_a . Denna analys gav vid handen att så länge redskapets motståndspunkt är max 1 m från redskapets bäraxel är $L_0/L_a < 3,0$. Detta gäller givetvis bara den kopplingsgeometri som optimerades fram i detta fall. Denna längd på L_3 motsvarar grovt en 2 m lång harv (harvens bredd saknar betydelse vid symmetrisk belastning).

Avslutningsvis beräknades avståndet i höjd mellan bäraxel och toppstång i enlighet med stabilitetskriteriet (se rubrik "Centrering av riktningsoberoende redskap", speciellt fig. 4).

Konstruktion

Kopplingen hållfasthetsberäknades och överdimensionerades varefter enkla ritningar upprättades. Under tillverkningsarbetet ändrades några detaljer. Detta berodde på att kopplingen till stora delar byggdes av redan befintliga delar.

I en punkt frångicks de parametrar som optimerats fram. Skjutstångslängden ändrades från optimala 700 mm till 934 mm. Orsaken till detta var att de skjutstänger som fanns tillgängliga (från BM 350) var 934 mm. Som en följd av detta optimerades toppstången om. Resultatet blev att kopplingen stack ut 2,5 dm mer än nödvändigt framför traktorn. Dessutom blev redskapets bäraxel i smalaste laget. Dessa nackdelar har dock kunnat bemästras. Den slutgiltiga konstruktionen har alltså följande parametrar:

Skjutstångslängd	934 mm	(c/c mått)
Avståndet mellan skjutstängernas fästpunkter i traktorn	717 mm	(c/c mått)
Bäraxellängd redskap	variabel	
Toppstångslängd	variabel	(c:a 350-450 mm)
Avstånd bäraxel-toppstång	variabel	
Avstånd markplan-bäraxel	815 mm	(c/c mått)

Toppstång

Som nämnts optimerades toppstångslängden fram utifrån två krav med diametralt motsatta lösningar. Denna toppstångslängd är alldeles för kort för att kunna användas i praktiken. För att få en användbar lyftgeometri krävs en toppstång som är betydligt längre. Detta problem löstes genom att konstruera en toppstång vilken har en extra led. Principen är att

toppstångens ledbara längd i horisontalled överensstämmer med det värde som optimerats fram. Den ledbara längden i vertikalplanet däremot, är betydligt längre för att på så sätt medge höjning av redskapet utan att det tippar alltför mycket uppåt-bakåt. Detta åstadkommes genom att låta toppstångsfästet i traktorn vara ledande i vertikalalled och stumt i horisontalled. Toppstångsfästet i redskapet är ledbart både horisontellt och vertikalt. Mellan dessa två fästen (leder) införs en extra led. Denna är ledbar i horisontalled men stum i vertikalalled. Principen för denna toppstång framgår av fig. 15.

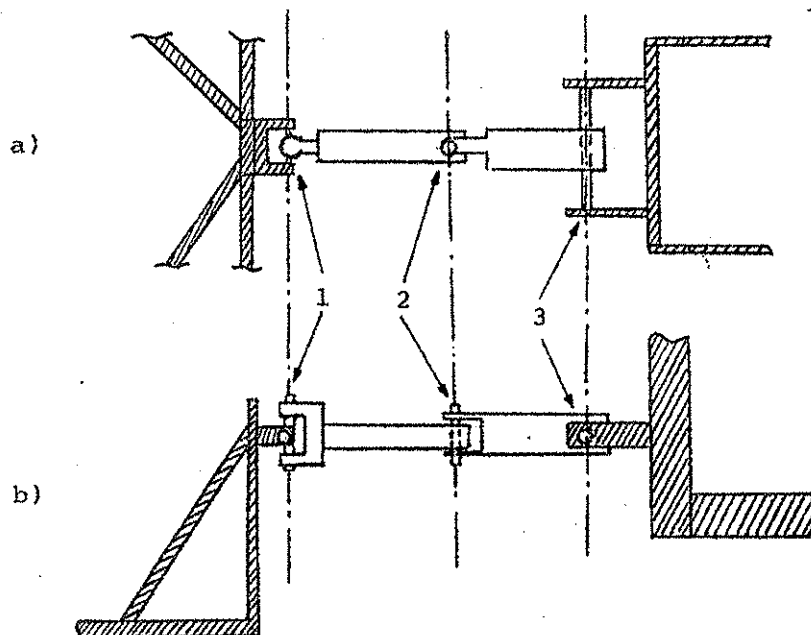


Fig 15. Principen för den treledade toppstången.

a) uppiifrån

b) från sidan

1. Polhems knut

2. Led för horisontell toppstångsrörelse

3. Led för vertikal toppstångsrörelse

Skräfferade delar avser traktor resp redskap.

FÖRSÖK

Provade redskap

Följande redskap provades:

1. Harvpinne
2. 3-axlad 15-pinnars S-pinneharv
3. Skivrist
4. Enskärig helburen plog
5. Radrensare typ Kongskilde Vibrobeta

Harvpinnen provades för att få ett renodlat fall av riktningsoberoende redskap. S-pinneharven provades för att kontrollera att teorin håller även i praktiskt bruk med flera pinnar och större arbetsbredd.

Skivristen provades för att få ett rent riktningsberoende fall. För att även här komplettera resultaten provades en hembyggd enskärig plog.

Radrensaren provades med tanke på att frontmontering är ett intressant alternativ till redskapsbäraren. Vidare är frontmontering bättre än bakmontering ur ergonomisk synvinkel. Av speciellt intresse vid dessa körningar var stabiliseringsskivornas inverkan på arbetsresultatet.

Mätutrustning

Mättekniken anpassades efter den tidigare redovisade beräkningsmodellen för sträckorna L_a och L_c . En vinkelgivare av vridpotentiometertyp fästes rakt under vänster skjutstångs kulle i traktorn. Från vinkelgivaren utgick ett fjäderstål vilket var förbundet med skjutstången. När skjutstången ändrade läge vreds vinkelgivaren, vilket gav upphov till en ändrad utspänning från givaren.

Vinkelgivarens utspänning mättes med en voltmeter på institutionens mättraktor. De olika mätvärdena lagrades på kassetband med hjälp av en dator (HP 85). Med samma dator kunde sedan skjutstångens vinkel räknas fram och avbildas i ett diagram.

Mätfrekvensen låg på ca 30 Hz. Voltmeteravläsningen initierades av traktorns "femte" hjul. Detta fungerade på så sätt att en voltmeteravläsning initierades varje gång traktorn färdats 1.4 cm. Avståndet mellan mät-punkterna kunde givetvis ändras. På detta sätt kunde ett indirekt värde på körsträckan fås. I och med att kopplingen med sin givare satt monterad på en konventionell traktor och övrig mätutrustning satt monterad på mättraktorn fick mättraktorn bogseras fram över fältet av traktorn med frontkopplingen.

Försöksuppläggning

Skivrist

Skivristens återgång provades genom att redskapet sidoförsköts med handkraft till ena ytterläget. Därefter kördes traktorn rakt fram och återgångsförloppet mättes med vridpotentiometern. De parametrar som varierades var:

1. Redskapets bäraxellängd (3 olika inställningar).
2. Avståndet bäraxel-toppstång (2 olika inställningar).
3. Avståndet vinkelrätt färdriktningen mellan verktyget (MP) och redskapets bäraxelmitt (3 olika inställningar).

Resultaten från dessa mätningar behandlades statistiskt och jämfördes med den av Jönsson (1983) redovisade teorin för motståndspunktens återgång efter en sidstörning av ett riktningsberoende redskap.

Harvpinne

Harvpinnen skulle ha provats enligt ovanstående schema. Denna mätning fick dock utgå p.g.a. tidsbrist inför vintern. Anledningen till att låta just denna mätning utgå, till förmån för de andra, var att ingen meningsfull resultatbehandling var möjlig i detta fall. I och med att krafterna i kopplingen inte mättes fanns det nämligen ingenting att relatera mätresultatet till. Detta beror på att harvpinnen centreras med hjälp av kopplingens interna krafter till skillnad från skivristen, vilken centreras med hjälp av kopplingens geometri oberoende av krafterna (inom vissa gränser). Harvpinnen provkördes dock för att få en subjektiv bedömning av dess beteende. Detta tillsammans med den mer omfattande provkörningen av av S-pinneharven ansågs dock vara tillräckligt för en bedömning av centreringsteorins riktighet. Inte heller harven, plogen eller radrensaren mättes med hjälp av vridpotentiometern. Detta berodde på att dessa stora redskap var för otympliga för att kunna mätas på ett kontrollerat sätt med denna mätmetodik. Dessa provkörningar var dock intressanta eftersom de gav en indikation på kopplingens potential vid användning i praktiken.

Harv

Den provade S-pinneharven var en 3-axlad medharv med 15 pinnar. Ett provisoriskt fäste för att kunna frontmontera harven tillverkades. I övrigt förändrades ingenting på harven. Även sladdplankan i framkant fick sitta kvar. Följande parametrar varierades på harven:

1. Redskapets bäraxellängd (3 olika inställningar).
2. Avstånd bäraxel-toppstång (2 olika inställningar).

Som avslutning gjordes en del enkla beräkningar på basis av försöksresultatet. Syftet var att jämföra harvens beteende i praktiken med det beteende beräkningsmodellen för kvoten L_0/L_a indikerar.

Plog

En enskärig helburen frontplog byggdes av delar från en tvåskärig helburen plog. För att underlätta djuphållningen monterades ett stödhjul mitt under redskapets bäraxel.

Plogen provades enbart med avseende på styrbarhet, centrering och stabilitet. Den byggdes för endast en inställning av bäraxellängd och avståndet bäraxel-toppstång. Målet var att få plogen att utföra ett godtagbart arbete med avseende på djuphållning, tiltbredd, stabilitet, styrbarhet och centrering.

Radrensare

Den provade radrensaren utgjordes av en Kongskilde Vibrobeta. Redskapsbommen var avsedd för fem rader, men endast tre rader monterades. Detta gjordes för att minska påkänningarna i toppstången. Redskapet ändrades på så sätt att samtliga gåsfotskär vändes till motsatt färdriktning. Dessutom tillverkades och monterades ett speciellt förhöjt toppstångsfäste. Resultatet blev att traktorn sköt radrensaren framför sig med alla verktygen arbetande framför redskapsbommen. Till skillnad från normalfallet där endast en skiva monteras på en radrensare av denna storlek monterades två stabilisatorskivor.

Radrensaren provades med avseende på styrbarhet och tröghet hos kopplingen vid sidoförflyttning. Dessa två egenskaper är motsatta varandra. Styrbarheten är ju ett mått på hur bra det frontkopplade redskapet kan styras, dels vid kraftiga styrutslag och dels vid precisionskörning. Trögheten å andra sidan är ett mått på hur mycket traktorn kan förflyttas i sidled utan att redskapet avviker från sitt ideala läge i radgrödan. Radrensaren provades med två olika bäraxelbredder. Övriga parametrar hölls oförändrade.

RESULTAT

Försök med skivrist

Redskapets återgång

Enligt Jönsson (1983) återgår ett redskap exponentiellt efter en sidstörning. "Halveringssträckan" för återgången är direkt proportionell mot draglängden, L_H . Detta gäller bakmonterade redskap. Eftersom en av grundtankarna i detta arbete är att det inte spelar någon roll om redskapet drages eller skjutes så länge som kraftspelets verkningssätt ej ändras, var tanken att denna teori även borde gälla för frontmonterade redskap.

Draglängden hos ett riktningsberoende bakmonterat trepunktskopplat redskap definieras som avståndet mellan redskapets motståndspunkt (MP) och det område där dragstängernas förlängningar möts i det symmetriska fallet. Analogt med detta kan L_H hos ett frontmonterat redskap definieras enligt

$$L_H = Y_{MC} - Y_{MP}$$

Jönsson (1983) beskriver redskapets återgång med ekvationen

$$L_{SD} = L_{SD0} \cdot e^{-x/L_H}$$

där L_{SD} = Förskjutning i sidled

L_{SD0} = Förskjutning i sidled vid tiden noll

x = Körsträcka efter tiden noll

Logaritmeras denna ekvation fås

$$\ln L_{SD} = \ln L_{SD0} - x/L_H \quad (6)$$

Detta är en ekvation för en rät linje på vilken linjär regression kan utföras.

Genom att använda ekvation (6) vid behandlingen av mätdata kunde L_H beräknas med hjälp av mätvärdena. Detta "empiriska" L_H kunde sedan jämföras med det mått på L_H som fås med hjälp av kopplingens geometri. Detta L_H kallas härnäst "geometriskt L_H " för att för att särskilja det från värden på L_H vilka baserar sig på mätvärdesberäkningar.

Mätvärdesbehandling

Mätdata behandlades i dator med hjälp av statistikpaketet SAS version 5.03. Mätdata logaritmerades varefter en linjär regression gjordes och L_H beräknades. Vid regression av en rät linje tillmäts alla avvikelser samma värde. Eftersom linjen i detta fall ursprungligen var en exponentialfunktion, blir följden att större vikt läggs vid låga värden och mindre vikt vid höga värden. För att motverka detta viktades regressionen med faktorn L_{SD}^2 . Mätdata från en försökskörning i taget behandlades.

Resultat och analys

Resultaten av försöken presenteras i tabellerna 2a-c. Alla körningar grupperades efter bäraxellängd och ett medelvärde för varje grupp beräknades.

Det visade sig att kopplingen utsatts för kraftiga störningar under försöken. Orsakerna till detta är flera. På det fält där proven utfördes gjordes även däckprovningar. Upprepade gånger hade fältet packats kraftigt varefter de översta fem centimetrarna harvats upp. Följden blev att de översta fem centimetrarna blev kokiga och lösa. Under denna nivå var underlaget hårt. På grund av detta rullade skivristen upp ovanpå det hårda underlaget och fick därmed sämre sidstabilitet, d.v.s. riktningsberoendet avtog. Det kokiga övre lagret störde då ristens gång kraftigt. Detta beteende förstärktes av att skivristen hade för liten diameter och därmed inte fick ett djupt grepp i underlaget från början. Med facit i handen inser författaren att såväl fält som rist var extremt dåligt lämpade för denna typ av försök.

En del glapp förekom i kopplingen trots noggrann tillverkning. P.g.a. projektets begränsade omfattning kunde inte lager av hög kvalitet anskaffas varför kopplingen slets hårt i lagerytorna. Dessa glapp i kombination med den ganska höga mätfrekvensen gjorde att de första 10-20 värdena blev instabila och fick strykas.

En tredje felkälla var inexact styrning. Traktorn var ej tvångsstyrd utan styrdes av en förare. Tanken var att traktorn skulle köras rakt fram tills dess att mätningen var över. I sådana situationer är dock en del korrigeringar oundvikliga, vilket satte sina spår i mätdata.

På grund av dessa störningar har ej alla mätdata använts i analysen. De delar av eller hela körningar som blivit utsatta för alltför stora störningar har strukits. Genom att studera diagram av varje försökskörning har delar av mätningar valts bort före vidare behandling. De mätdata som behållits är de där den logaritmerade återgångskurvan visat ett konsekvent beteende, d.v.s. varit någorlunda rätlinjig. Bilaga 3 visar ett exempel på hur data valts bort.

Tabell 2a. Resultatsammanställning av försök med 0.350 m bäraxellängd.
6 körningar strukna p.g.a. störningar

Körning nr	L_H (m)	Förklaringsgrad (R^2)
9	1.005	0.9839
10	0.593	0.9927
12	0.726	0.9881
14	0.395	0.9546
15	0.821	0.8360
16	0.743	0.9679

Medelvärde för L_H = 0.714
Standardavvikelse= 0.207
"Geometriskt" L_H = 0.683 m

Tabell 2b. Resultatsammanställning av försök med 0.410 m bäraxellängd.
3 körningar strukna p.g.a. störningar

Körning nr	L_H (m)	Förklaringsgrad (R^2)
5	0.397	0.9751
6	1.400	0.9408
7	1.497	0.9753
8	0.910	0.9905
17	1.431	0.9598
19	1.087	0.9870
20	2.946	0.9044
27	0.608	0.9882
28	0.681	0.9832

Medelvärde för L_H = 1,217
Standardavvikelse= 0.574
"Geometriskt" L_H = 1.010 m

Tabell 2c. Resultatsammanställning av försök med 0.500 m bäraxellängd.
3 körningar strukna p.g.a. störningar.

Körning nr	L_H (m)	Förklaringsgrad (R^2)
3	1.700	0.9909
4	1.652	0.9740
22	1.789	0.9862
23	2.212	0.9622
24	2.796	0.9605
25	1.618	0.9778
26	1.559	0.9878
35	1.723	0.9340
36	1.657	0.9899

Medelvärde för L_H = 1.856
Standardavvikelse= 0.400
"Geometriskt" L_H = 1.918 m

Som framgår av tabellerna 2a-c är spridningen större än vad som vore önskvärt. Trots detta ligger de med hjälp av mätdata beräknade draglängderna i rätt område. Medelvärdena med sin standardavvikelse hamnar inom olika draglängdsintervall. Av detta kan man dra slutsatsen att draglängden och därmed bäraxellängden har betydelse för ett riktningsberoende redskaps återgångsträcka. Detta var också väntat även om förhoppningen var att det skulle framstå med större tydlighet.

Toppstångshöjdens inverkan på återgången ingick även den i försöksplanen. Enligt teorin skall toppstångshöjden ej påverka återgången hos ett riktningsberoende redskap. Hos ett riktningsoberoende redskap däremot, skall en liten toppstångshöjd ge en snabbare centrering. Detta hänger samman med att förhållandet L_{BT}/L_{BR} minskar med toppstångshöjden och därigenom ökar dragkraften i toppstången. För den kortaste bäraxellängden, 350 mm, har de körningar där toppramshöjden varit stor återgått något snabbare. För 410 respektive 500 mm bäraxellängd är förhållandet det omvända. Påverkan är alltså ej entydig. Dessutom är materialet begränsat p.g.a. alla störningar. Teorin kan alltså varken styrkas eller förkastas.

För att få säkrare och bättre mätvärden vid eventuella framtida försök bör några åtgärder vidtagas. Försöksfältet bör utgöras av en stubbåker eller dylikt för att ge skivristen maximalt fäste i sidled. Skivristen bör ha åtminstone samma diameter som skivristen till en normal plog. Så var inte fallet denna gång. Skivristen bör även belastas för att hindra att den går upp ur underlaget. Mätfrekvensen bör ökas för att kunna fånga även de snabbare förloppen. Vidare bör traktorns skjutstångsfästen byggas om så att de tillåter större maximala sidstörningar vid små bäraxellängder. I nuvarande utförande är MP:s maximala sidorörelse c:a 100 mm vid kortaste bäraxellängd. Genom dessa åtgärder kan betydelsen av glapp i kopplingen minskas. Vidare bör möjligheterna att köra rakt förbättras, t ex genom någon form av riktbräda eller lina.

Även tidsåtgången i fält för försöken kan minskas kraftigt genom att korta mätsträckan. Kopplingens beteende mättes under en sträcka av 14 meter. Denna sträcka kan tryggt halveras eftersom man under ostörda förhållanden kan förvänta sig betydligt snabbare förlopp.

Försök med harv

Harven provkördes på ett mycket enkelt sätt. Den kopplades till traktorn och kördes rakt fram på fältet. Svängar företogs med jämna mellanrum. Det visade sig att med en lämplig inställning var ekipaget i stort sett okänsligt för slag och stötar underifrån. De befarade problemen vid ned-sättningen av redskapet uteblev också. Vid en inställning som medförde en stark centrering blev traktorn svårstyrd. Detta berodde förmodligen på de ganska sliriga förhållandena. Anmärkningsvärt är att ekipaget upplevdes som enklare att styra med den frontmonterade harven än med en annan, något större, bogserad harv.

Harvens svaga punkt med avseende på centrering var sladdplankan. Om denna började fösa jord framför sig kunde harven bli hängande i sidstört läge utan att gå tillbaka. Detta kan förklaras av att sladdplankan ger en uppåtriktad kraft, vilken minskar dragkraften i toppstången och därmed centreringen.

Några enkla beräkningar utfördes i anslutning till harvförsöket. Stabilitetskriteriet (ekv 1) kan delas in i två delar, nämligen kvoterna L_C/L_a och F_T/F_R . Enligt fig 4 är dock F_T och F_R beroende av varandra på följande sätt:

$$F_T \cdot L_{BT} = F_R \cdot L_{BR}$$

Detta innebär att

$$\frac{F_T}{F_R} = \frac{L_{BR}}{L_{BT}}$$

vilket ger en ny variant på stabilitetskriteriet:

$$\frac{L_{BR}}{L_{BT}} > \frac{L_C}{L_a}$$

Vid två olika inställningar av kopplingen visade harven tecken på instabilitet. Om man vid dessa körningar antar att kraften F_R verkade horisontellt var kvoten L_{BR}/L_{BT} 1,57 resp 1,46. L_C/L_a var 0,80 resp 0,72 enligt datorberäkning. I de båda redovisade fallen är alltså kvoten L_{BR}/L_{BT} ungefär dubbelt så stor som kvoten L_C/L_a . Likväl var alltså harven instabil. Detta innebär troligen att F_R var riktad snett uppåt bakåt och inte horisontellt som antaget. Detta visar att sladdplankans betydelse inte får underskattas. Sladdplankan riktade alltså om F_R och förorsakade en tryckkraft i toppstången vilken hävde förutsättningarna för centrering.

Några provkörningar med harven videofilmades vid institutionen.

Försök med plog

Plogen var mycket känslig för inställningen. Små förändringar av speciellt toppstångslängden gav kraftiga förändringar i plogens uppträdande. Detta förklaras av den lilla toppstångshöjden. Eftersom förhållandet LBR/LBT var c:a 3/1 fick varje förändring av toppstångslängden stor betydelse p.g.a. en trefaldig "utväxling". Vid en god inställning var dock plogen förvånansvärt lättkörd.

Djuphållningen var stabil trots frånvaron av någon form av djupreglering. Jordsökningen förändrade sig nämligen kraftigt vid en förändring i arbetsdjupet. Följden blev att om arbetsdjupet minskade ökade jordsökningen, och vice versa.

Tiltbredden bestämdes helt med traktorns styrning. För att kunna svänga mot det oplöjda ställdes plogen in på så sätt att det av traktorns framhjul som gick i fåran, hade 7-8 cm mellanrum mellan hjulets insida och fårans vägg. Detta fick till följd att föraren aktivt fick anstränga sig för att hålla rak kurs. Å andra sidan kunde han med detta arrangemang plöja i svängar och därmed räta ut eventuella böjar. Plogen i sig var mycket kursstabil.

Problem befarades med landsidetrycket. Detta är inget nytt utan var ett problem på den tiden då enskäriga bakmonterade plogar var vanliga. Genom att montera en lång landsida på plogen kan trycket fördelas över en större yta. En annan metod är att sidförskjuta toppstångsfästet i plogen (Bjerner, 1961). Denna sidförskjutning medför att med plogen i normalt läge bakom traktorn fås en sidkomposant av toppstångskraften, vilken kan hjälpa till att lätta på landsidetrycket. En nackdel med denna lösning är att landsidetrycket förändras vid en sidstörning. Denna förändring är inte likformig, utan landsidetrycket ökar om plogen flyttar sig åt ena hållet och trycket minskar när plogen flyttar sig åt andra hållet. Båda ovanstående metoder utnyttjades på frontplogen, dock i måttlig utsträckning. Landsidetrycket upplevdes heller inte som något större problem vid provkörningarna.

Helhetsintrycket av plogen var att den arbetade jämnt och stabilt och utförde ett gott arbete vid rätt inställning. Bäst gick plogen vid stor tiltbredd och ett arbetsdjup av minst 7 tum. För att använda denna plog under praktiska förhållanden krävs dock en reglering av arbetsdjup.

Även plogen videofilmades under arbetet.

Försök med radrensare

Radrensaren provades strax efter de första frostnätterna. Detta medförde sönderkörningar p g a ökade påkänningar i kopplingen. För att minska påkänningarna gjordes en del körningar på en grusplan. Dessa körningar videofilmades.

Som väntat var radrensarens beteende huvudsakligen beroende av bäraxellängden. Större bäraxellängd medförde en större tröghet i kopplingens styregenskaper. Denna tröghet kompenserade väl för instabilitet i styrningen. Samtidigt blev dock styrbarheten något sämre i och med att en ökande bäraxellängd innebär att det inte går att svänga så tvärt. Den optimala bäraxellängden är alltså en kompromiss mellan styrbarhet och tröghet. Denna inställning är en sak som varje enskild förare har olika uppfattning om varför den bör vara lättjusterad.

Precisionskörning med radrensaren var mycket enkelt vid måttliga hastigheter. Ekipaget var mycket stabilt och konsekvent i sitt uppträdande. Dessutom var sikten över de yttre arbetsorganen samt stabilisatorski-vorna utmärkt, vilket underlättade körningen. Rakt framför traktorn var det dock omöjligt att se arbetsorganen. Detta är dock inte nödvändigt eftersom föraren har full kontroll över arbetsorganen i ytterkanterna. En nackdel med den begränsade sikten finns dock: om ett arbetsorgan går sönder kan det ta tid innan detta upptäcks.

En klar nackdel med försökskopplingen var att vid sväng minskade arbetsdjupet på verktygen i innerkanten medan arbetsdjupet i redskapets ytterkant ökade. Detta beteende är helt analogt med det tidigare anförda resonemanget om lyftlänkarnas inverkan på centreringen av riktningsoberoende redskap (se fig 14). Genom att använda sig av teleskoperande lyftlänkar eller annan bredd mellan lyftlänkarnas infästning, kan dock problemet elimineras.

Ett annat problem var toppstångens inverkan vid sväng. Då toppstången vinklade ut vid en sidförflyttning kom bommen på vilken arbetsorganen var monterade att vrida sig uppåt-bakåt, mot traktorn. Vridningen var dock så liten att arbetsresultatet ej påverkades nämnvärt. Radrensarens gåsfotskär hade så stark jordsökning att denna kompenserade för den marginella förändringen i arbetsvinkel.

DISKUSSION

Kommentarer kring försöksresultaten

Teorin för centrering av frontmonterade redskap stöds till större delen av försöksresultaten, även om de statistiska beräkningarna inte utföll till full belåtenhet. Den videofilm som togs vid provkörningarna med harven, plögen och radrensaren visar dock att kopplingen fungerar i praktiken. Att det är omöjligt att exakt kunna förutsäga när kopplingen blir instabil i de genomförda försöken beror på att redskapen byggdes på ett sådant sätt att det inte gick att få kunskap om kvoten L_{BR}/L_{BT} . Denna kunskap kan uppnås på två sätt:

1. Genom att komplettera systemet med kraftgivare.
2. Genom att låta harven ha en ledpunkt gentemot kopplingen vid sin ram.

Av de två ovanstående metoderna är nr 2 intressant. Om fästet mellan ram och koppling utformades enligt figur 16 skulle kraften F_R 's horisontella komponent tvingas att gå genom denna ledpunkt. På detta sätt skulle en uppåtriktad kraft i harvens framkant endast medföra att harven lyfter sig tills dess att kraften avtar. F_R 's vertikala komponent tas då direkt av harven, medan den horisontella kraften går genom den fixerade ledpunkten och tas upp av kopplingen. Följden av detta är att förhållandet L_{BR}/L_{BT} förblir relativt konstant. I och med detta kan säkerhetsfaktorn i denna kvot lugnt minskas. Fördelarna med konstruktionen är att man får en driftssäkrare koppling med avseende på centreringen. Dessutom kan påkänningarna i kopplingen reduceras något i och med den minskade kvoten L_{BR}/L_{BT} . Denna kvot minskas ju enklast genom att öka avståndet toppstång-bäraxel, vilket i sin tur minskar såväl skjutstångskrafterna som toppstångskraften.

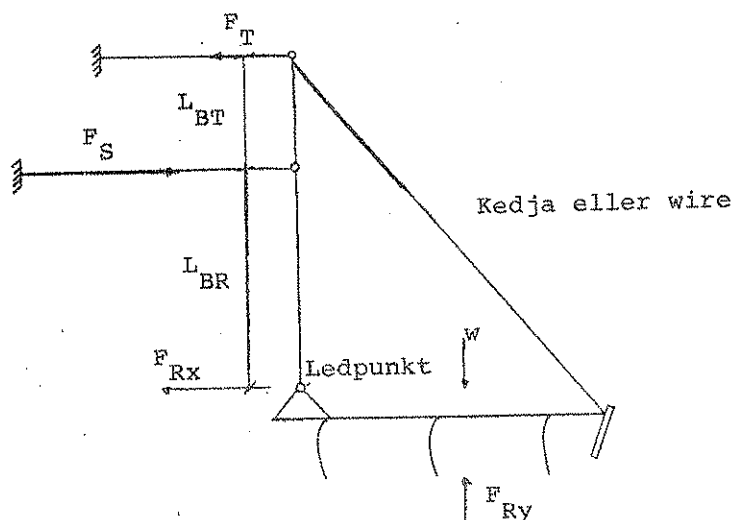


Fig 16. Schematisk skiss som visar hur kontroll nås över förhållandet L_{BR}/L_{BT} .

Vidare utveckling

För att kopplingen skall kunna användas av gemene man krävs någon form av reglering av arbetsdjup och dragkraft.

Arbetsdjupet måste kännas av framför redskapet. En sådan avkänning i kombination med en geometri som justerar jordsökningen vid avvikelser från optimalt arbetsdjup kan vara en dellösning av regleringsproblemet.

Dragkraften är också viktig. Där finns ett flertal problemställningar. Skall dragkraftsregleringen kopplas samman med dragkraftsgivarna bak? Skall en justering av arbetsdjupet p.g.a. dragkraft ske simultant fram och bak eller skall redskapen fram resp. bak justeras individuellt?

Viss eftertanke bör skänkas åt redskapsutformningen vid frontmontering. Ett eventuellt stödhjul bör ej sättas framför redskapets bäraxel eftersom tryckkrafter då uppstår i toppstången. Om redskapet är utrustat med den typ av "ledpunkt" som beskrivs i fig 15 kan dock stödhjulet sättas var som helst.

Vid plöjning med frontmonterad plog krävs någon form av automatisk styrning. Denna reglering bör dock ej inverka på plogens styrbarhet, alternativt att regleringen skall gå att koppla ur på ett smidigt sätt. Ett annat problem är monteringen av stödhjulet hos delburna frontmonterade plogar. Enligt teorin är ett riktningsberoende redskap oberoende av toppstångskraften för sin centrering. Nyligen gjorda mätningar på institutionen visar dock att plogen inte är så riktningsberoende som man trott. Den kraft som pressar plogens landsida mot fårans vägg är ganska liten. Följden blir att om toppstångskraftens centrering inverkan ointetgörs kan plogen mycket lätt "driva" ut i det plöjda. Sätter vi stödhjulet längst fram, som brukligt är, på frontplogen kommer dragkraften i toppstången att ersättas med en tryckkraft och den stabiliserande och centrering inverkan från toppstången sätts ur spel, varför plogen då kanske måste förses med ledpunkt enligt fig. 15.

Frontmontering och traktorn

Att frontmonteringen fungerar teoretiskt och i försök är inte tillräckligt. En förutsättning för att kunna dra någon som helst nytta av frontmontering är att själva kopplingen passar på traktorn. Den i detta arbete byggda kopplingen skräddarsyddes till "sin" traktor. Det är en åtgärd man eventuellt måste ta till för att kunna få fram en riktig bra frontkoppling. Det finns dock ett problem som inte har så mycket att göra med kopplingen som med traktorn.

I dagens lantbruk börjar det bli allt vanligare med fyrhjulsdrift. Denna ökar dragkraften, framkomligheten och kapaciteten. En bra fyrhjulsdrift förutsätter relativt stora framhjul. Många traktortillverkare har nöjt sig med att montera stora drivna framhjul på ett gammalt beprövat traktorkoncept. Dessa fyrhjulsdrivna traktorer har ett par rejäla framhjul monterade på en axel längst fram på traktorn. Förutom att detta "recept" ger dålig tyngdöverföring till framaxeln, kommer de stora framhjulen att effektivt hindra eventuella sidorörelser hos ett frontmonterat redskap. För att kunna anpassa frontkopplingen till en sådan traktor krävs att skjutstängernas fäste i traktorn flyttas framåt. Denna förflyttning skapar ett onödigt långt ekipage.

Andra traktorfabrikanter har en tillbakaflyttad framaxel. Denna förflyttning har resulterat i en traktor med kort hjulbas (= liten vändra-

die och god terrängframkomlighet) och god tyngdöverföring till framhjulen. På en traktor av denna typ underlättas frontmontering av den tillbakaflyttade bäraxeln. Det är alltså avståndet mellan framaxeln och skjutstängernas fästpunkter i traktorn som har betydelse för ekipagets längd.

Frontmontering och föraren

Det har blivit allt vanligare att försöka minska körningarna över fältet i dagens lantbruk. Detta för att öka kapaciteten och minska bränsleåtgången samt minska markslitage. För att uppnå dessa fördelar kan man gå tillväga på tre sätt:

1. Använda sig av maskiner som klarar av att göra bearbetningen färdig i ett drag (t. ex. rotorharv).
2. Använda sig av redskap som utför två arbeten samtidigt (t. ex. kombi-såmaskin).
3. Montera flera olika redskap på traktorn samtidigt.

Alla tre metoderna är vanliga och de utesluter inte varandra. Genom att montera flera redskap samtidigt på traktorn närmar man sig redskapsbäraren. Ofta monteras dock redskapen bakom hytten på en konventionell jordbrukstraktor. P.g.a. detta blir ekipaget osmidigt och kräver breda vändtegar. Monteras redskap både fram och bak kommer ekipaget att bli smidigare och lättare att precisionsköra med.

Det finns även ergonomiska fördelar med frontmontering. En traktorförare som slipper sitta vriden åtta timmar om dagen kommer att må mycket bättre än sin kollega med bakmonterade redskap. Här bör dock påpekas att om redskap monteras både fram och bak måste traktorföraren vrida sig fram och tillbaka hela tiden för att kunna hålla uppsikt över redskapen. Det är risk för att detta är minst lika skadligt som att sitta bakåtvriden hela tiden.

Vid precisionsbearbetningar i radsådda grödor är frontmontering överlägsen bakmontering. I och med att redskapet sitter monterat framför traktorn kan föraren samtidigt hålla uppsikt både över traktor och redskap. Om redskapet är bakmonterat måste föraren vrida sig fram och tillbaka hela tiden varvid det är risk för att traktorn (och därmed redskapet) kommer ur kurs. Det finns exempel på redskap vilka fungerar på ett sätt som gör att traktorföraren endast svårligen kan vända sig om, eftersom minsta kursförändring leder till stora skador på grödan. Ett sådant redskap är Kongskilde Vibrobeta. Att inte få vända sig om och kontrollera redskapet sätter psykisk press på föraren, och det finns förare som inte kan använda sig av detta redskap. I dessa fall är frontmontering en utomordentlig lösning.

Ett tjugotal olika datorprogram på fyra olika datorer har använts under arbetes gång. I samtliga fall har ny programvara tagits fram. Detta har varit mycket tidskrävande trots att endast ett fåtal tillfört själva examensarbetet något substantiellt. I denna bilaga nöjer jag mig därför med att ta med de tre viktigaste programmen.

Det första programmet, TRYPUNKT, är det SAS-program som användes för valideringen av teorin. Det innehåller samma ekvationer som beräkningsmodellen för L_2 och L_3 . Programmet skriver ut värdet på samtliga variabler vid vinkelutslaget BETA2. Observera att i detta program samt det följande, DESPUNKT, skiljer sig terminologin något från den i det övriga arbetet vedertagna. I dessa program är b_0 =BETA1 och b_1 =BETA2.

```
L TRYPUNKT
00010 //ULTJSSAS JOB (139046,J6,,3), 'ULTJ6',
00020 //      TIME=(0,20),MSGLEVEL=(2,0),CLASS=X
00030 /*MAIL HAKAN JENSSON;ULTUNAFACK NR 6;U L T U N A
00040 //STEP1 EXEC SAS,REGION=500K,OPTIONS='LS=120,NODVP,NOCENTER'
00090 //SYSIN DD *
00210 *** FILEN ULTJ6.TRYPUNKT;
00220 DATA GEOMETRI;
00230 INPUT L1 L2 L3 LT R1;
00240 BETA2=0.3490659;
00250 PI=3.1415926536;
00260 *BERÄKNINGAR;
00280 ALFA1=ATAN(((L1-(R1*SIN(BETA2)))/(R1*COS(BETA2))));
00290 ALFA2=PI/2-ALFA1;
00300 S2=SQRT(((R1*COS(BETA2))**2)+(L1-R1*SIN(BETA2))**2);
00310 E1=ARCCOS((S2**2+L2**2-R1**2)/(2*S2*L2));
00320 E2=ARCCOS((R1**2+L2**2-S2**2)/(2*R1*L2));
00330 E3=ARCCOS((S2**2+R1**2-L2**2)/(2*R1*S2));
00341 E5=ALFA1+E1-PI/2;
00351 XPRIND=R1*SIN(BETA2);
00360 E6=ARCSIN((XPRIND+(L2/2)*COS(E5)-L1/2)/LT);
00370 S4=(L1/(SIN(BETA2)+COS(BETA2)*TAN(PI/2-E3-ALFA2)));
00375 YPRINMC=S4*COS(BETA2);
00380 P=(YPRINMC/COS(PI/2-E3-ALFA2));
00381 Q=L2*SIN(PI/2-E6-E5);
00382 R=2*SIN(E6+E5+E2-PI/2);
00383 S6B=P-(Q/R)-R1;
00390 LA=S6B*SIN(E6+E5+E2-PI/2);
00400 LB=((S4-R1-(L2/(2*SIN(BETA2+E5))))*SIN(BETA2+E5));
00410 XPRINMC=S4*SIN(BETA2);
00411 XPRINMP=XPRIND+(L2/2)*COS(ALFA1+E1-(PI/2))-L3*SIN(ALFA1+E1-(PI/2));
00412 LC=XPRINMC-XPRINMP;
00420 OUTPUT;
00425 KEEP BETA2 ALFA1 ALFA2 S2 E1 E2 E3 E5
00426 XPRIND XPRINMC XPRINMP YPRINMC E6 S4
00427 P Q R S6B LA LB LC;
00460 CARDS;
00470 0.900 0.500 0.400 0.650 1.000
00480 ;
00490 PROC PRINT;
00500 VAR BETA2 ALFA1 ALFA2 S2 E1 E2 E3 E5
00501 XPRIND XPRINMC XPRINMP YPRINMC E6 S4
00502 P Q R S6B LA LB LC;
```

Det andra programmet, DESPUNKT, användes vid själva optimeringen av kopplingsgeometrin. Som synes är programmet detsamma som TRYPUNKT, men utskriften är begränsad i antalet variabler och parametrarna beräknas för en hel vinkelsektor. Variablerna L_1, L_2, L_3, L_T och L_S (här kallad R_1) matas in i programmet. Därefter beräknas LKVOT och LSID för var 0.025:e radian mellan vinkeln BETA1 och vinkeln BETA2. LKVOT är kvoten L_C/L_A . LSID är sidstörningen i meter från traktorns symmetrilinje. Genom att variera ingångsparametrarna kunde kopplingsgeometrin varieras med hjälp av detta program.

```

L DESPUNKT
00010 //ULTJHSAS JOB (139046,JÖ,,3), 'ULTJÖ',
00020 //          TIME=(0,20),MSGLEVEL=(2,0),CLASS=X
00030 /*MAIL HAKAN JÖNSSON;ULTUNAFACK NR 6;U L T U N A
00040 //STEP1 EXEC SAS,REGION=500K,OPTIONS='LS=120,NODVP,NOCENTER'
00090 //SYSIN DD *
00210 *** FILEN ULTJÖ.DESPUNKT;
00220 DATA GEOMETRI;
00230 INPUT L1 L2 L3 LT R1;
00240 BETA1=ARCSIN((L1-L2)/(2*R1));
00250 PI=3.1415926536;
00260 *BERÄKNINGAR;
00270 DO BETA2=BETA1 TO 1 BY 0.025;
00280 ALFA1=ATAN((L1-(R1*SIN(BETA2)))/(R1*COS(BETA2)));
00290 ALFA2=PI/2-ALFA1;
00300 S2=SQRT(((R1*COS(BETA2))**2)+(L1-R1*SIN(BETA2))**2);
00310 E1=ARCCOS((S2**2+E2**2-R1**2)/(2*S2*L2));
00320 E2=ARCCOS((R1**2+L2**2-S2**2)/(2*R1*L2));
00330 E3=ARCCOS((S2**2+R1**2-L2**2)/(2*R1*S2));
00341 E5=ALFA1+E1-PI/2;
00351 XPRIND=R1*SIN(BETA2);
00360 E6=ARCSIN((XPRIND+(L2/2)*COS(E5)-L1/2)/LT);
00370 S4=(L1/(SIN(BETA2)+COS(BETA2)*TAN(PI/2-E3-ALFA2)));
00375 YPRIMMC=S4*COS(BETA2);
00380 P=(YPRIMMC/COS(PI/2-E3-ALFA2));
00381 Q=L2*SIN(PI/2-E6-E5);
00382 R=2*SIN(E6+E5+E2-PI/2);
00383 S6B=P-(Q/R)-R1;
00390 LA=S6B*SIN(E6+E5+E2-PI/2);
00400 XPRIMMC=S4*SIN(BETA2);
00401 XPRIMMP=XPRIND+(L2/2)*COS(ALFA1+E1-(PI/2))-L3*SIN(ALFA1+E1-(PI/2));
00402 LC=XPRIMMC-XPRIMMP;
00405 LSID=(R1*SIN(BETA2))-(R1*SIN(BETA1));
00410 LKVOT=LC/LA;
00420 OUTPUT;
00425 KEEP L1 L2 L3 LT R1 BETA1 BETA2 LA LC LKVOT LSID;
00430 END;
00440 DROP ALFA1 ALFA2 S2 E1 E2 E3 E5 XPRIND YPRIMMC E6 S4 S6B;
00450 *UTSKRIFT;
00460 CARDS;
00470 0.700 0.353 0.500 0.350 0.935
00480 ;
00490 PROC PRINT;
00500 VAR L1 L2 L3 LT R1 BETA1 BETA2 LKVOT LSID;

```

Det tredje programmet, RESULT1.SAS, användes för resultatbehandlingen av mätdata. Programmet innehåller rikligt med kommentarsatser varför jag avhåller mig från att förklara det här. En sak bör dock nämnas. P.g.a. en felräkning blev kalibreringen av mätutrustningen i fält felaktig. Detta upptäcktes inte förrän vid den preliminära resultatbehandlingen. Av denna anledning fick kalibreringen rekonstrueras och köras om i detta program.

```

EVA> TY RESULT1.SAS
/*
/*          RESULT1.SAS
/*
/*
/*
/* Program fir plottning och linjir regression av en front-
/* monterad skivristis beteende. De praktiska mätningarna ut-
/* foerdes under histen 1985. Maalet med programmet ir att
/* firsika bevisa att aatergaangsstricken fir ett front-
/* monterat redskap ir beroende av dess draglängd enl samma
/* firutsättningar som om det vore bakmonterat paa en Ferguson-
/* koppling (se vidare Jinsson, 1983).
/*
/*                               Jan Svensson
/*                               LT 1986
/*
FILENAME INFIL1 'IMAGNUS.JANNEIX023.DAT';
OPTIONS LINESIZE=80 PAGESIZE=24 NOCENTER OBS=500;
/*
/* Inläsning av information fraan första raden i datafilen.
/* Dessutom definieras PI, K och M räknas om fraan radianer
/* till grader. POSITIV används för att bryta inläsningen
/* när motstaandspunkten ir tillräckligt nära symmetri-
/* linjen.
/*
DATA ETT;
  INFILE INFIL1 OBS=500;
  IF _N_ < 2 THEN DO;
    INPUT LSID L2 TRIG K M BETA L3 ASS H;
    PI=3.1415926536;
    K=K*PI/180;
    M=M*PI/180;
    POSITIV=1;
  /*
  /* Beräkning av visse grundparametrar. Kopplingens fasta
  /* maatt (LS och L1) definieras. dessutom rekalkibreras den
  /* felaktiga kalibreringen som gjordes i fält.
  /*
  /*
    LS=0.934;
    L1=0.717;
    C=62.8355276244*PI/180;
    BETA0=BETA*(2*PI/360);
    B1=SIN(LSID/LS);
    U1=(B1-M)/K;
    U0=U1-((B1-BETA0)/K);
    L=BETA0-C*U0;
    YMC=(L1*SIN(PI/2-BETA0))/(2*SIN(BETA0));
    YMP=LS*COS(BETA0)+L3;
    LH=YMC-YMP;
    MOVEMENT=1/71;
    RETAIN LS L1 L2 L3 C PI L LH MOVEMENT POSITIV;
  END;
  /*
  /* Inläsning av voltmetervärden och
  /* beräkning av aktuell firdstricka
  /*
  INPUT VOLT;
  DISTANCE=MOVEMENT;
  /*
  /* Beräkning av SIDSTOER
  /*
  BETA1=C*VOLT+L;
  XPRIMD=LS*SIN(BETA1);
  YPRIMD=LS*COS(BETA1);
  S2=SQRT(((LS*COS(BETA1))**2)+(L1-LS*SIN(BETA1))**2);
  ALFA1=ATAN((L1-(LS*SIN(BETA1)))/(LS*COS(BETA1)));
  E1=ARCOS((S2**2+L2**2-LS**2)/(2*S2*L2));

```

```

LS=ABS(1-E1)/2;
XPRIME=XPRIMD+L2*COS(E5)/2;
YPRIME=YPRIMD+L2*SIN(E5)/2;
XPRIMMP=XPRIME-L3*SIN(E5);
YPRIMMP=YPRIME-L3*COS(E5);
SIDSTOER=XPRIMMP-L1/2;
IF _N_=2 THEN DO;
    LS0=SIDSTOER;
    PROCENT=LS0/10;
END;
RETAIN LS0 PROCENT;
KEEP SIDSTOER DISTANCE;
DROP BETA1 XPRIMD YPRIMD S2 ALFA1 E1 E5 XPRIME YPRIME XPRIMMP
      YPRIMMP YMC YMP;

/*
/* Om sidstoer < 10 % av ursprungliga sidstörningen (LS0)
/* bryts inläsningen av mätdata till regressionen.
/* Detta för att "sila" bort de störningar som upp-
/* träder när motståndspunkten befinner sig nära
/* symmetrilinjen.
/*
IF SIDSTOER GT PROCENT AND SIDSTOER LT 1000 AND POSITIV=1 THEN DO;
    LNSID=LOG(SIDSTOER);
    LSKVAD=SIDSTOER**2;
END;

ELSE DO;
    POSITIV=0;
    DELETE;
END;

/*
/* Linjär regression av LN(SIDSTOER).
/* Ger inversen av den negativa draglängden.
/*
PROC GLM;
    MODEL LNSID=DISTANCE;
    OUTPUT OUT=UTFIL1 R=LNRESID P=PRLNSID;
PROC GLM;
    MODEL LNSID=DISTANCE;
    OUTPUT OUT=UTFIL2 R=XLNRESID P=XPRLNSID;
    WEIGHT LSKVAD;
DATA TVA;
    SET UTFIL1;
    PRSIDST=EXP(PRLNSID);
/*
/* Plot av LNSID/FIRDSTRICKA
/* Visar logaritmerade sidstörningen som funktion
/* av färdstricken.
/*
/*          * = Predikterat värde
/*          + = Verkligt värde
/*
PROC PLOT DATA=TVA;
    PLOT PRLNSID*DISTANCE='*'
        LNSID*DISTANCE='+'
        /OVERLAY
        VAXIS= 0 TO -40 BY 2;
        LABEL LNSID='LN SIDSTOR';
        LABEL DISTANCE='FIRDSTRICKA (meter)';
/*
/* Plot av SIDSTORNING/FIRDSTRICKA
/* Visar skivristens återgång i verkligheten
/*
/*          * =Predikterat värde
/*          + =Verkligt värde
/*
PLOT PRSIDST*DISTANCE='*'
    SIDSTOER*DISTANCE='+'

```



```

/overlay;
label sidstoer='SIDST\ARNING meter';
label distance='FIRDSTRICKA (meter)';

DATA TRE;
SET UTFIL2;
PRSIDST=EXP(XPRLNSID);

PROC PLOT DATA=TRE;
  PLOT PRLNSID*DISTANCE='*'
    LNSID*DISTANCE='+'
    /overlay
    vaxis= 0 to -40 by 2;
  label lnsid='LN SIDST\R VIKT';
  label distance='FIRDSTRICKA (meter)';

  PLOT PRSIDST*DISTANCE='*'
    SIDSTOER*DISTANCE='+'
    /overlay;
  label sidstoer='SIDST\ARNING (meter) VIKT';
  label distance='FIRDSTRICKA (meter)';

```

En figur av en koppling ritades upp i skala 1:10 på ett millimeterpapper (se fig. 1). Därefter mättes samtliga viktiga sträckor och vinklar i figuren. Samma sträckor och vinklar beräknades också manuellt med hjälp av beräkningsmodellen för kopplingens sidorörelse. Avslutningsvis kördes det datorprogram som beskrev modellen. I och med detta hade samtliga sträckor och vinklar av vikt beräknats på tre olika sätt. Resultatet framgår av tabell 1. Som synes är överensstämmelsen så god som man kan förvänta sig med denna verifieringsmetod.

Kopplingens ingångsvärden:

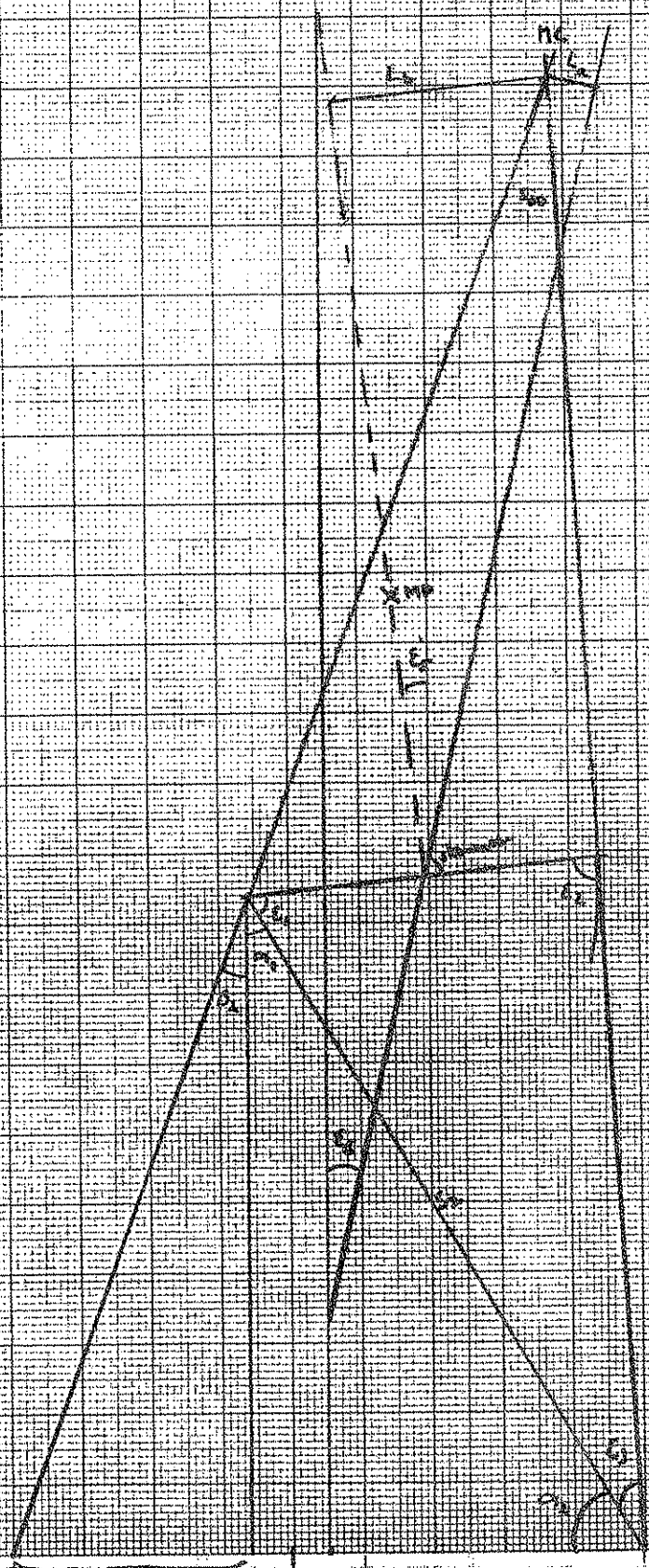
$L_1=0.900$ m
 $L_2=0.500$ m
 $L_3=0.400$ m
 $L_T=0.650$ m
 $L_S=1.000$ m
 $b_0=20$ grader

Tabell 1. Resultat av validering.

VARIABEL	ENLIGT FIGUR	ENLIGT BERÄKNINGSMOD	ENLIGT DATORPROG
a ₁	30.5°	30.7°	30.70°
a ₂	59.5°	59.3°	59.30°
e ₁	65.0°	66.0°	66.01°
e ₂	87.5°	86.8°	86.81°
e ₃	28.0°	27.2°	27.18°
e ₅	6.0°	6.7°	6.71°
e ₆	12.5°	12.5°	12.47°
X'D	0.34 m	0.342 m	0.342 m
s ₂	1.090 m	1.093 m	1.093 m
s ₄	2.25 m	2.25 m	2.25 m
Y'MC	2.10 m	2.11 m	2.12 m
s _{6D}	0.26 m	0.256 m	0.262 m
L _a	0.07 m	0.071 m	0.072 m
L _b	0.31 m	0.311 m	0.312 m
X'MC	0.775 m	0.770 m	0.770 m
X'MP	0.545 m	0.544 m	0.544 m
L _c	0.23 m	0.226 m	0.226 m

DIAGRAM I

$L_1 = 0,900 \text{ m}$
 $L_2 = 0,500 \text{ m}$
 $L_3 = 0,650 \text{ m}$
 $L_4 = 0,400 \text{ m}$



P.g.a. de kraftiga störningarna vid mätningarna har delar av mätdata ur varje användbar datafil kasserats med motiveringen att här har jordkokor kraftigt stört återgången. Störda mätdata måste kasseras för att kunna göra en linjär regression med någorlunda hög förklaringsgrad. Ursprungligen gjordes 36 st provkörningar a 1000 sampel. Av dessa har 12 st helt kasserats och 24 st har kunnat bearbetas efter att en del av körningen kasserats. Tabell 1 visar hur många värden som återstått i varje använd datafil. Antalet använda värden ger en uppfattning om den färdsträcka som är underlag för regressionen. 71 ggr/m tog voltmetern ett sampel. Om 100 värden valts ut innebär det att färdsträckan under denna tid är c:a 1.4 m.

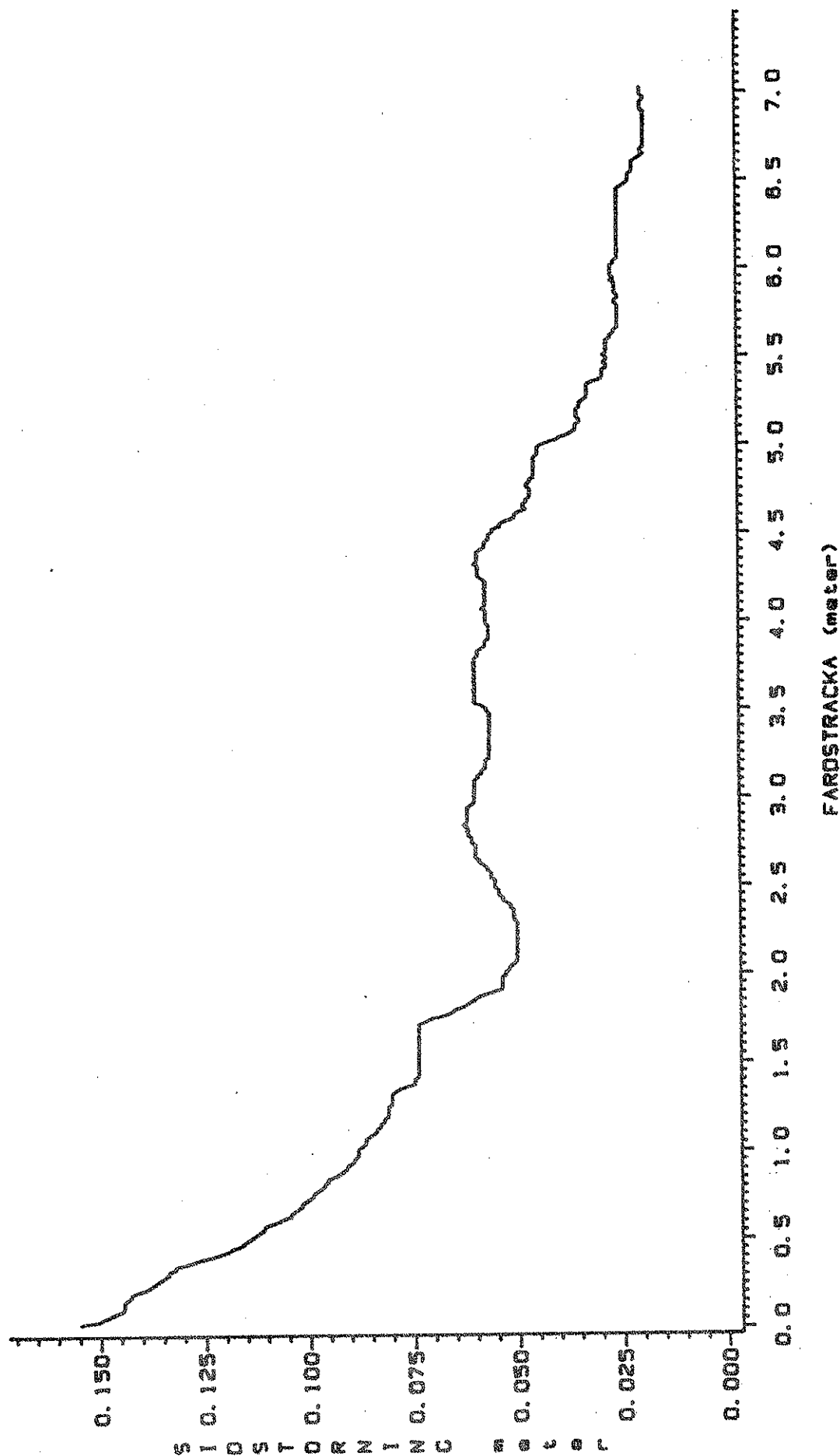
Som exempel på urval har jag valt datafilen D022.DAT. Diagram 1 visar de sju första metrarna av provkörningen. Som synes påverkar störningarna kraftigt efter c:a 1.4 m. Diagram 2 visar den logaritmerade kurvan av diagram 1. Vid logaritmeringen har störningarnas inverkan förstärkts och kurvan påminner inte särskilt mycket om en rät linje. Vid denna provkörning kunde de 100 första värdena användas och diagram 3 visar en logaritmerad plot av dessa värden. Detta urval har vid regressionen en förklaringsgrad på 98 % och gav vid handen en draglängd, L_H , på 1.789 m. Den "geometriska" draglängden var i detta fall 1.918 m.

Tabell 1. Antal använda sampel vid resultatbehandling av resp. datafil

DATAFIL	ANTAL VÄRDEN
D003.DAT	89
D004.DAT	123
D005.DAT	50
D006.DAT	40
D007.DAT	53
D008.DAT	64
D009.DAT	50
D010.DAT	79
D012.DAT	70
D014.DAT	33
D015.DAT	55
D016.DAT	79
D017.DAT	90
D019.DAT	60
D020.DAT	80
D022.DAT	100
D023.DAT	284
D024.DAT	146
D025.DAT	115
D026.DAT	189
D027.DAT	59
D028.DAT	54
D035.DAT	80
D036.DAT	80

FRONTMONTERAD SKIVRIST

Plot av SIDSTOER-DISTANCE

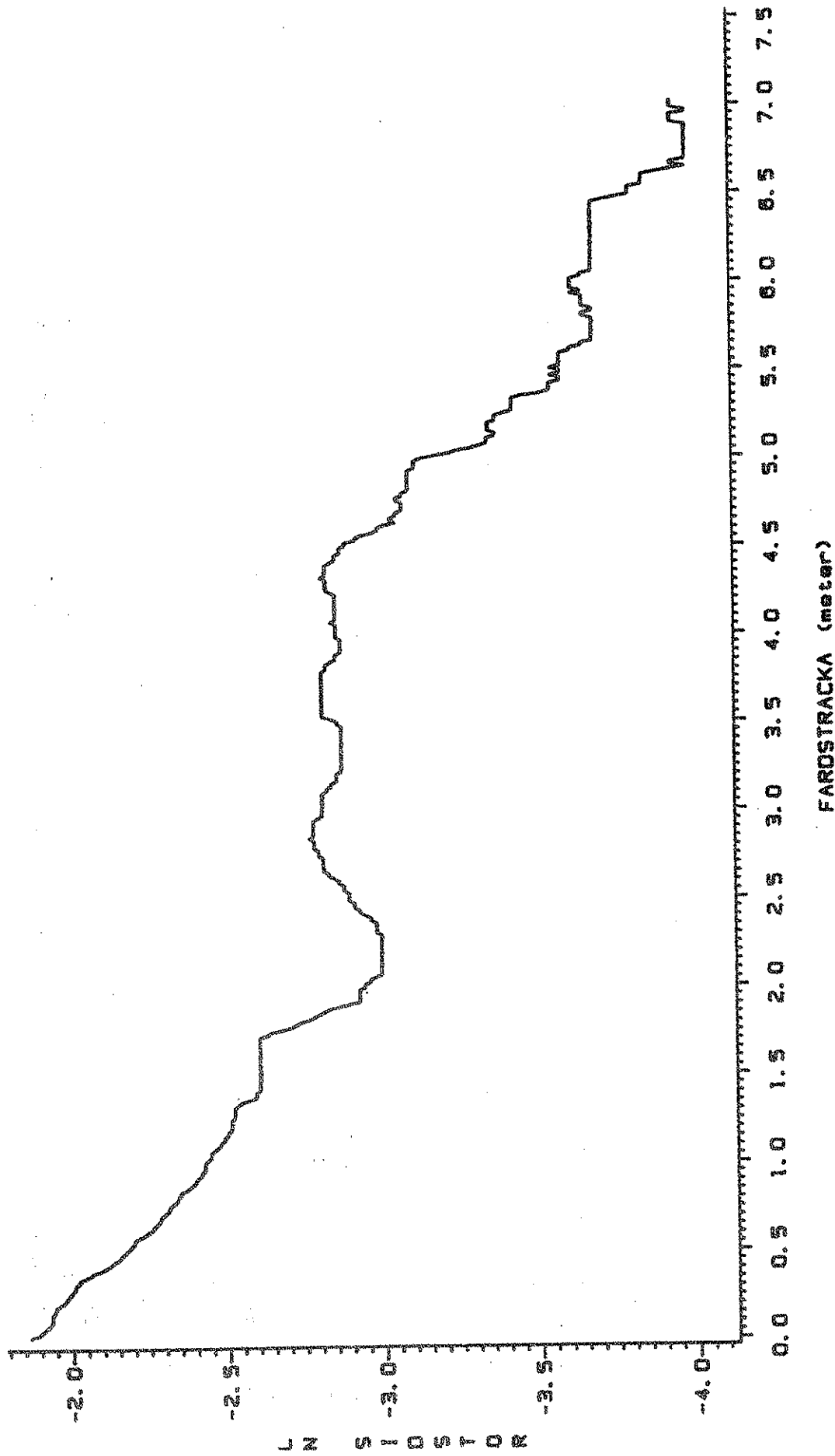


DATAFIL: D022.DAT

GRAPHICS BY: Jan Svensson

FRONTMONTERAD SKIVRIST

Plot av SIDSTOER-DISTANCE

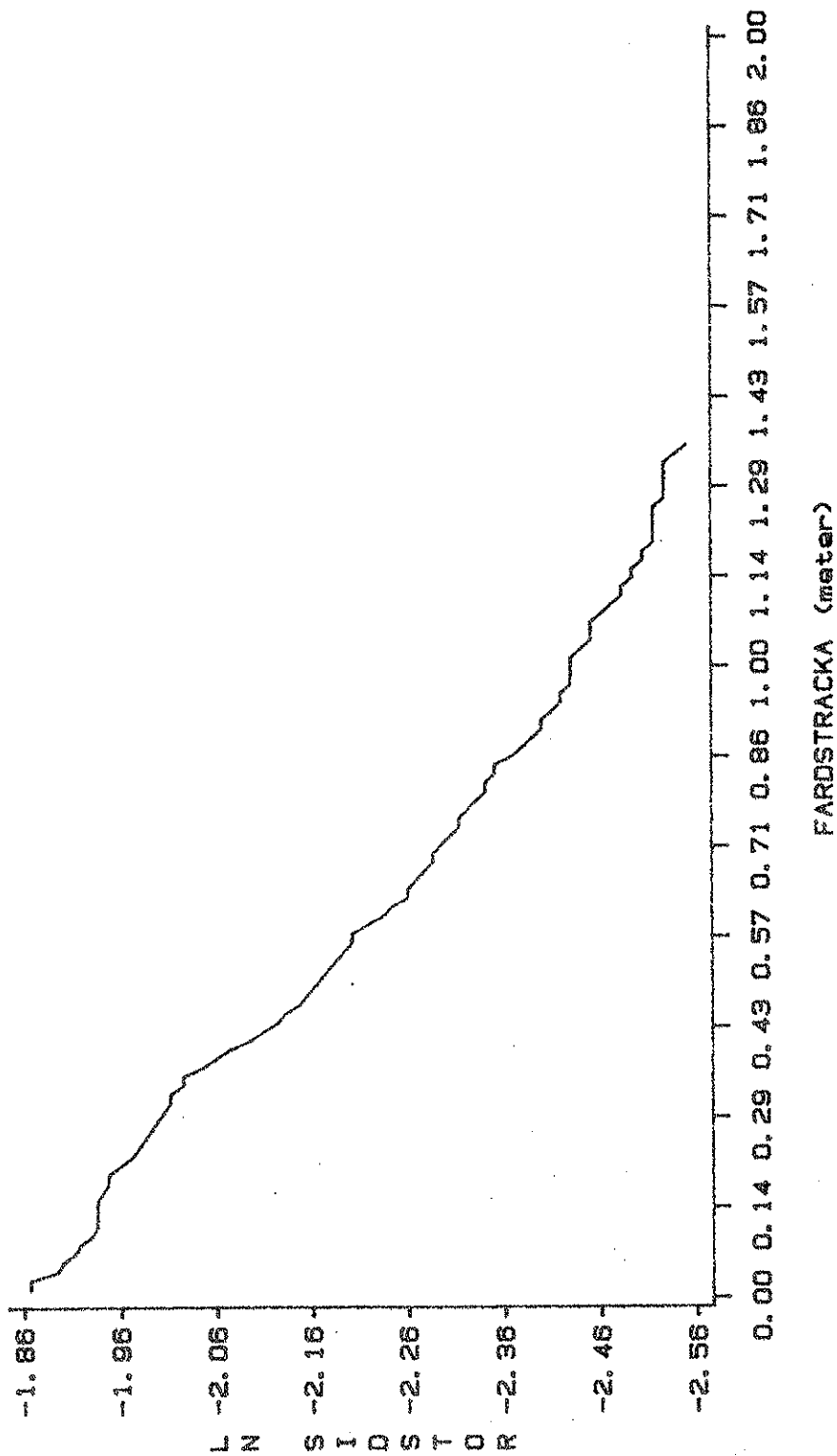


DATAFIL: D022.DAT

GRAPHICS BY: Jan Svensson

FRONTMOMTERAD SKIVRIST

Plot av LNSID*DISTANCE



DATAFIL:

GRAPHICS BY: Jan Svensson